

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID ESCUELA POLITECNICA SUPERIOR

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos



Ingeniería Industrial: Tecnologías Energéticas

PROYECTO FIN DE CARRERA

Climatización de una nave industrial

Por medio de calor residual y sistema de absorción

Autor:

Autor: Juan Manuel Gallardo Rodríguez

Tutor:

Sergio Sánchez Delgado

Fecha:

Abril de 2015

Para dar vida a este proyecto, he tenido que darle mente, cuerpo y corazón.

La mente me la ha dado mi director de proyecto Sergio Sánchez Delgado, el cual me ha guiado en este proyecto y me ha ayudado en este viaje.

El cuerpo al esfuerzo realizado para completar este proyecto, sin perder la motivación después del estudio de una larga carrera.

Y el corazón a mi familia y amigos, que día a día me han estado apoyando y acortando las horas de trabajo.



Índice

1	INTRODUCCIÓN: CLIMATIZACIÓN.....	3
1.1	SISTEMAS DE CALEFACCIÓN.....	4
1.1.1	<i>Sistemas de producción de calor.....</i>	<i>4</i>
1.1.1.1	Producción de calor por combustibles	4
1.1.1.2	Producción de calor por electricidad	5
1.1.1.3	Producción de calor híbrido	9
1.1.2	<i>Sistemas de reparto/distribución del calor</i>	<i>9</i>
1.1.2.1	Distribución del calor por agua	9
1.1.2.2	Distribución del calor por aire	9
1.1.2.3	Distribución del calor por agua y aire	10
1.1.3	<i>Sistemas de emisión (elementos terminales).....</i>	<i>10</i>
1.2	SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.....	12
1.2.1	<i>Refrigeración por compresión mecánica</i>	<i>13</i>
1.2.1.1	Funcionamiento	14
1.2.1.2	Configuración de sistemas de compresión	15
1.2.1.3	Cálculo.....	16
1.2.2	<i>Refrigeración por absorción.....</i>	<i>17</i>
1.2.2.1	Funcionamiento	18
1.2.2.2	Cálculo.....	19
1.2.2.3	Aplicaciones	21
1.2.2.4	Ventajas e inconvenientes	21
1.2.3	<i>Parámetros de diseño</i>	<i>22</i>
2	MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS	23
3	CONDICIONES DE PARTIDA	24
3.1	REGLAMENTACIÓN APLICADA.....	24
3.2	ESTUDIO DEL EDIFICIO.....	24
3.2.1	<i>Ubicación</i>	<i>24</i>
3.2.2	<i>Descripción del edificio</i>	<i>26</i>
3.2.2.1	Descripción de cerramientos	26
3.2.3	<i>Horario de funcionamiento e indicación de ocupación.....</i>	<i>26</i>
3.2.4	<i>Determinación de la zona climática.....</i>	<i>27</i>
3.2.5	<i>Condiciones Exteriores.....</i>	<i>28</i>
3.2.6	<i>Condiciones interiores.....</i>	<i>32</i>



3.2.7 Condiciones de cálculo	32
4 CARGAS TÉRMICAS	34
4.1 CARGAS DE TRANSMISIÓN	34
4.2 CARGAS DE VENTILACIÓN E INFILTRACIONES.....	34
4.3 CARGAS INTERNAS	35
4.4 CARGAS DE RADIACIÓN	35
5 DEMANDA DE CALOR	36
6 DEMANDA DE FRÍO	42
7 CÁLCULO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN	47
8 RESULTADOS.....	54
8.1 DEMANDA DE CALOR	54
8.2 DEMANDA DE FRÍO.....	54
8.3 CÁLCULO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN	54
8.4 DEMANDA DE CALOR POR HORA	58
8.5 DEMANDA DE FRÍO POR HORA.....	59
8.6 CÁLCULO DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN POR HORA	60
8.7 SELECCIÓN DE MÁQUINAS	69
8.7.1 Equipos de calefacción.....	69
8.7.2 Equipo de refrigeración.....	69
9 CONCLUSIONES.....	70
10 BIBLIOGRAFÍA	71
10.1 LIBROS, DOCUMENTOS Y APUNTES	71
10.2 WEBS	71

1 Introducción: Climatización

La climatización consiste en crear unas condiciones de temperatura, humedad y limpieza del aire adecuadas para la comodidad dentro de los espacios habitados.

La normativa española define climatización como: acción y efecto de climatizar, es decir, dar a un espacio cerrado las condiciones de temperatura, humedad relativa, calidad del aire y a veces también de presión, necesarias para el bienestar de las personas y/o la conservación de las cosas¹.

Así pues, la climatización comprende tres cuestiones fundamentales: la ventilación, la calefacción, o climatización de invierno, y la refrigeración o climatización de verano. Todo ello para conseguir unas condiciones de confort, en las que las personas puedan estar cómodas, con condiciones constantes y así garantizar la comodidad y salud de las personas. Las condiciones en el interior y por lo tanto, las que sirven de referencia para el diseño de la climatización son las siguientes:

Estación	Temperatura operativa [°C]	Humedad relativa [%]
Verano	23 - 25	40 - 60
Invierno	20 - 23	40 - 60

Tabla 1.1: Condiciones interiores de diseño (Tabla del RITE)

Antiguamente, la manera de construir los edificios, los métodos de trabajo y los niveles de ocupación, eran distintos a los actuales. Y por esa razón no se aclimatava artificialmente como ahora. Se utilizaban orientaciones de los edificios para que les diese más luz y por lo tanto más calor, techos altos para que el calor fuese menor, diferentes grosores de muros para aislar de la forma que mejor nos convenía, el color de la fachada exterior, etc. Que nos permitía crear unas condiciones adecuadas de comodidad dentro de los espacios habitados. Esto ha cambiado y ha creado nuevos parámetros a los que los diseñadores ahora deben prestar atención. Por esta razón ahora utilizamos climatización artificial para conseguir esas condiciones de comodidad, ya que los edificios modernos sufren cargas térmicas por varios motivos.

Para realizar la climatización forzada se utiliza un sistema de calefacción en invierno y un sistema de refrigeración en verano.

¹ REGLAMENTO DE INSTALACIONES TERMICAS EN LOS EDIFICIOS



1.1 Sistemas de calefacción

Es un sistema de climatización, que consiste en aportar calor a los espacios cerrados y habitados, cuando las condiciones exteriores son de temperaturas bajas y no confortables (estación invernal) y se necesita unas condiciones internas en el habitáculo confortables.

Los sistemas de calefacción se pueden dividir en tres partes:

- Un sistema de producción de calor, que puede ser una caldera de combustible, un sistema de resistencias eléctricas, o aprovechamiento de energía calorífica natural o residual.
- Un sistema de reparto/distribución del calor, mediante conductos por los que circula un caloportador, normalmente agua o aire.
- Un sistema de emisión, por medio de elementos terminales (radiadores, paramentos radiantes, rejillas de impulsión para aire, fancoils,...).

1.1.1 Sistemas de producción de calor

Los sistemas de producción de calor pueden ser de dos tipos, centralizados u unitarios. En el primero, se produce el calor en un lugar y se reparte mediante conducciones hacia los locales que hay que calentar (los locales pueden ser habitaciones o viviendas enteras, en el primer caso es conocida también calefacción individual de un piso). En el segundo, un solo aparato produce el calor y lo emite en el mismo local.

1.1.1.1 Producción de calor por combustibles

En los sistemas de producción de calor centralizado, el calentamiento más lógico y más económico es una caldera de combustible sólido, líquido o gaseoso. Los inconvenientes del fuego y del aire para la combustión están limitados porque esta caldera se sitúa en un local específico.

Básicamente una caldera de calefacción consta de un hogar, donde se quema el combustible, y un intercambiador donde el calor producido por la combustión se transmite al caloportador, que lo lleva a los emisores o elementos terminales. Cuando es necesario el uso de un quemador (para combustibles fluidos), el conjunto de caldera y quemador se llama generador.

Las calderas de combustible sólido se diferencian de las demás porque su combustión es continua, es decir, una vez que se encienden, solamente se apagan cuando se acaba el combustible (o se corta completamente la entrada de aire). La regulación de la potencia se hace variando la entrada del aire. Actualmente se tiende a prohibir el uso del carbón, por ser el combustible que más cantidad de CO₂ produce por unidad de



calor², sin embargo se usan calderas con pellas de madera como combustible (Biomasa).

Como combustible líquido el único en uso normal es el gasóleo. Los gaseosos son de dos tipos principales: gas natural y gases licuados de petróleo (butano y propano). Las calderas funcionan con un quemador acoplado que, mediante un ventilador, hacen la mezcla de aire y combustible adecuada, y se quema en el hogar, la diferencia es que cuando se trata de un combustible es líquido (gasóleo) es necesario pulverizarlo para conseguir la mezcla, por lo que requieren un inyector especial. Tanto con líquidos como con gaseosos, el funcionamiento de las calderas es intermitente, es decir la regulación de la potencia se hace poniendo en marcha y parando el quemador. Hay quemadores llamados modulantes que varían la potencia de la llama en función de la demanda.

También hay calderas de gas con quemadores atmosféricos, que no requieren ventilador; el gas fluye por su propia presión, sale a presión por unos inyectores finos y se mezcla con el aire por efecto Venturi antes de llegar al quemador propiamente dicho. En estas calderas el quemador consiste en una cierta cantidad de candelas dispuestas en filas en un plano.

Existen aparatos unitarios por combustión, como las estufas de gas butano, llamadas estufas catalíticas. Tienen un rendimiento aceptable, pero requieren aire del exterior para la combustión y producen gran cantidad de vapor de agua como resultado (aproximadamente 1,6 litros de agua por cada kilogramo de combustible), por lo que no son demasiado aconsejables, pues añaden gran cantidad de humedad al aire ambiente. También se usan estufas unitarias de queroseno, con los mismos inconvenientes, aunque con una producción de vapor un poco menor.

1.1.1.2 Producción de calor por electricidad

Otro sistema de producción de calor y por lo tanto de calentamiento es la electricidad. Esta producción de calor por electricidad se puede hacer de dos maneras:

- Por resistencias eléctricas, es decir, aprovechando el efecto Joule.
 - Se conoce como efecto Joule al fenómeno irreversible por el cual si en un conductor circula corriente eléctrica, parte de la energía cinética de los electrones se transforma en calor debido a los choques que sufren con los átomos del material conductor por el que circulan, elevando la temperatura del mismo.
- Por bomba de calor.

² En España está prohibido que las instalaciones nuevas sean de ese combustible (Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios).



Es raro encontrar calderas con resistencias, pero se emplea el efecto Joule en calentadores locales o unitarios, radiadores o estufas eléctricas. Tienen el inconveniente de que el precio de la energía eléctrica es superior al de los demás combustibles.

De cualquier forma puede ser económico utilizar la electricidad mediante una bomba de calor, cuyo principio es que toma calor de una fuente exterior (fuente fría) para introducirlo en los locales. El rendimiento de una bomba de calor es grande, compensando el precio unitario superior de la electricidad, pero depende de la temperatura de la fuente fría; cuando esta fuente es el aire del exterior y éste es muy frío, el rendimiento baja mucho.

1.1.1.2.1 Bomba de calor

Una bomba de calor es una máquina que transfiere energía térmica desde una fuente fría (de bajo nivel térmico o baja temperatura) a otra más caliente (de nivel térmico más alto o de mayor temperatura).

Para lograrlo es necesario un aporte de trabajo, pues de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica, el calor se dirige de manera espontánea de una fuente caliente a otra fría, hasta que sus temperaturas se igualen, y no al revés.

Para ello se emplea un aparato en todo semejante al de refrigeración por compresión de gases refrigerantes en el que en vez de obtener el calor de un ambiente cerrado para disiparlo en el exterior, se obtiene calor del exterior, o de cualquier otra fuente exterior, calentando un fluido frío en un evaporador, para enfriarlo en un condensador, cediendo calor para calentar los espacios interiores.

Técnicamente las máquinas para uno u otro uso son las mismas, variando solamente los campos de temperaturas en las que trabajan. Aun así, se suele llamar preferentemente bomba de calor a la destinada a calefacción de espacios y máquina frigorífica a la que proporciona refrigeración.

Una variante de este ingenio es la bomba de calor reversible, cuya particularidad radica en una válvula inversora de ciclo que forma parte del sistema, la cual puede invertir el sentido del flujo de refrigeración, transformando el condensador en evaporador y viceversa, de modo que en verano sirve como máquina frigorífica, para la refrigeración y en invierno como bomba de calor, para calefacción.

El problema que tiene las bombas reversibles es que en cada tipo de ciclo (calefacción o refrigeración) se trabaja con campos de temperatura distintos. En las bombas de calor o las máquinas refrigeradoras se emplean fluidos específicos, pero en el caso de la reversible es el mismo, luego sus rendimientos no son tan buenos como en el caso de las que no son reversibles.



Funcionamiento

Una bomba de calor por compresión emplea un fluido refrigerante con un bajo punto de ebullición. Este fluido se hace pasar por un compresor, que eleva su presión y aumenta con ello su temperatura (su entalpía). Una vez comprimido el fluido refrigerante, pasa por un intercambiador de calor llamado condensador, y ahí cede calor al foco caliente, dado que el fluido refrigerante ha salido del compresor a mayor temperatura que ese foco caliente. Al enfriarse el fluido en el condensador (cediendo calor al foco caliente), cambia su estado a líquido. A la salida del condensador, el fluido refrigerante aún comprimido, atraviesa una válvula de expansión, lo cual supone una brusca caída de presión, debido a la gran pérdida de carga que produce. Al disminuir la presión, el fluido se enfría bruscamente y además empieza a evaporarse. En un intercambiador de calor, llamado evaporador, que hay después de la válvula de expansión, el fluido se evapora, absorbiendo calor del foco frío, puesto que está más frío que dicho foco. El fluido evaporado regresa al compresor, cerrándose el ciclo.

Al contrario que la refrigeración, que se puede obtener mediante un ciclo de absorción, en este caso no tiene cuenta producir calor de ese modo, porque es más eficiente emplear el calor que suele mover el sistema de absorción, directamente para calefacción.

La cantidad de calor que se puede bombear depende de la diferencia de temperatura entre los focos frío y caliente. Cuanto mayor sea esta diferencia, menor será el rendimiento de la máquina.

Las bombas térmicas tienen un rendimiento, denominado COP, mayor que la unidad. Aunque esto puede parecer imposible, se debe a que en realidad se está moviendo calor usando energía, en lugar de producir calor como en el caso de las resistencias eléctricas.

Una bomba de calor típica, funcionando en calefacción, tiene un COP de entre dos y seis, dependiendo de la diferencia entre las temperaturas de ambos focos. En refrigeración el COP es menor, puesto que no se puede aprovechar el calor producido por el motor.

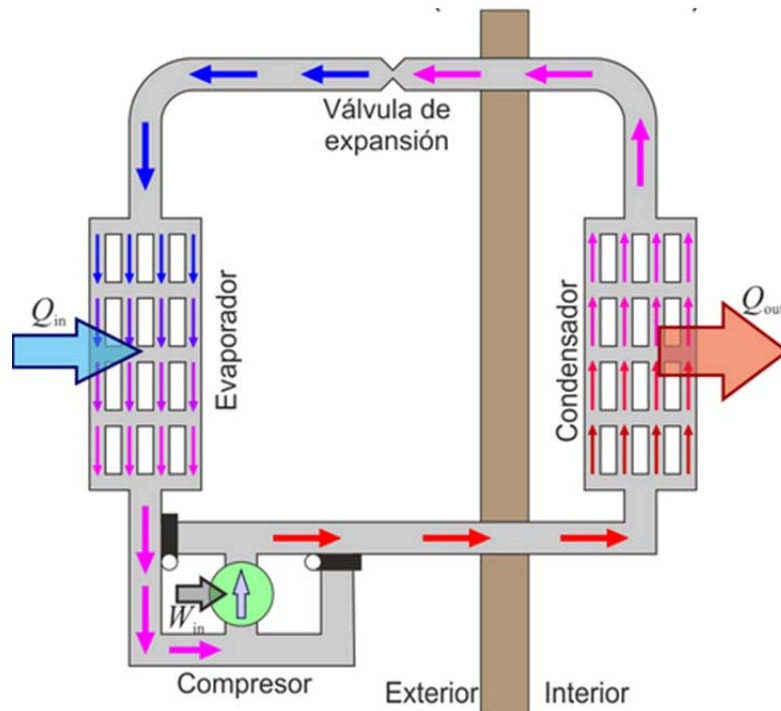


Figura 1.1.1.2.1.1: Ciclo de calefacción (bomba de calor)

Aplicaciones

La bomba de calor se utiliza en sistemas de calefacción y, las reversibles, además en refrigeración. Usada en calefacción tiene la ventaja de hacer que la electricidad sea económica para calentar, pues al contrario que el uso de resistencias por efecto Joule, proporciona más energía que la que consume y el precio de la unidad de energía eléctrica consumida es considerablemente más bajo que el de la energía térmica proporcionada por un combustible en una caldera.

Pero el uso más adecuado de estos sistemas, es el aprovechamiento de fuentes de calor de relativamente bajo nivel térmico para subir el nivel a otro utilizable; por ejemplo, en un manantial de agua templada, subir la temperatura del agua para utilizarla en calefacción.

En el aprovechamiento de la energía solar para calefacción existe el problema de que en las épocas en que más falta hace la calefacción, el rendimiento de los colectores es menor y el tiempo de insolación diario más corto. Se ha investigado sobre la posibilidad de aprovechar el calor de las temporadas más cálidas para acumularlo en grandes depósitos de agua, para usar el calor acumulado en las épocas frías, y ahí puede emplearse la bomba de calor para llevar la temperatura del agua del depósito (temperatura a la que se llegó con fuentes renovables y no contaminantes) al nivel necesario para su uso en los sistemas de calefacción.



1.1.1.3 Producción de calor híbrido

Para paliar el problema del bajo rendimiento de la bomba de calor con bajas temperaturas, puede hacerse un sistema híbrido con caldera y bomba de calor. Un programador electrónico determina cuando la bomba tiene buen rendimiento (teniendo en cuenta, tanto la temperatura exterior como el precio de los combustibles) y es adecuado que funcione y la para, y pone en marcha la caldera, cuando el rendimiento de la bomba es bajo.

1.1.2 Sistemas de reparto/distribución del calor

La distribución de calor en los sistemas centralizados se hace actualmente solo de dos maneras: por agua y por aire. El vapor ya no se emplea porque es un caloportador difícil de regular (hay que hacerlo en cada radiador) y porque la temperatura que alcanza la superficie de los emisores es muy alta (alrededor de los 100 °C) de modo que puede producir quemaduras por contacto.

1.1.2.1 Distribución del calor por agua

El sistema de calefacción clásico (por agua caliente) utiliza como caloportador el agua, que llega por tuberías a los elementos terminales o emisores. Las tuberías pueden ser de acero negro, de cobre y, actualmente, de materiales plásticos. No debe utilizarse acero galvanizado, porque las temperaturas que alcanza el agua destruyen la protección galvánica. En una red de tuberías metálicas nunca deben mezclarse metales distintos (no solo en las tuberías, sino en los emisores), porque los más electronegativos pueden corroer a los demás. Si no hubiera más remedio, para evitarlo, deben interponerse entre metales distintos, enlaces o empalmes de material aislante eléctrico.

La elección del agua como caloportador se debe a que es una sustancia barata, común en todas las edificaciones y, sobre todo, a su calor específico, que es el mayor entre todas las sustancias conocidas, por lo que requiere un caudal menor que cualquier otra sustancia para transportar la misma cantidad de calor.

1.1.2.2 Distribución del calor por aire

Otro sistema de llevar el calor a los locales habitados es mediante aire. En este caso los conductos son bastante voluminosos y se hacen de distintos materiales: chapa galvanizada, paneles aglomerados de fibra de vidrio, escayola y hasta cobre. También se pueden utilizar espacios de la construcción como huecos sobre falsos cielorrasos o incluso pasillos.

El empleo del aire para la calefacción es casi inexcusable cuando hay también una instalación de refrigeración, que debe ser, en general, por aire. No parece lógico



utilizar dos instalaciones distintas para el mismo fin: climatizar espacios. Además, una instalación de climatización por aire bien concebida resuelve otra instalación absolutamente necesaria: la de ventilación.

El aire se puede calentar directamente en el elemento productor de calor o en un aparato de tratamiento del aire (climatizador), al que se lleva el calor desde la caldera, mediante agua por tuberías adecuadas, siendo en este caso un sistema por agua y aire.

1.1.2.3 Distribución del calor por agua y aire

No solo se usa el reparto por agua en la calefacción clásica, sino que también se emplea en las instalaciones de climatización por aire, para llevar el calor desde las calderas hasta los climatizadores, donde se tratará el aire, que será el caloportador que llegará a los locales; es decir, hay un transporte primario por agua y otro secundario por aire.

El sistema que más apropiadamente merece el nombre de agua y aire es el que utiliza ambos caloportadores para climatizar. Efectivamente, el caudal de aire necesario para la ventilación puede ser insuficiente como caloportador, por lo que en las instalaciones es frecuente hacer una mezcla de aire exterior (ventilación) con el de retorno. En este caso, solamente se lleva a los locales el aire de ventilación y para completar la cantidad de calor requerida, otra parte se lleva por agua a emisores específicos (fancoils).

1.1.3 Sistemas de emisión (elementos terminales)

En las instalaciones de climatización y especialmente en las de calefacción, un emisor es un dispositivo (un intercambiador) que emite calor, cediéndolo al ambiente habitado. Se les llama también terminales.

Cuando de un sistema de agua se trata, existen los siguientes terminales:

- Radiadores: es un tipo de emisor de calor. Su función es intercambiar calor del sistema de calefacción para cederlo al ambiente, y es un dispositivo sin partes móviles ni producción de calor. Se basa en la circulación de agua caliente por su interior, calentando el aire del habitáculo por convección natural.

$$T_R = \frac{T_e + T_s}{2}$$

Temperatura del radiador

$$\Delta T = T_R - T_a$$

Salto térmico

$$P = P_{50} * \left(\frac{\Delta T}{50} \right)^n$$

Flujo de calor

- P_{50} : Potencia de calefacción del radiador con un salto térmico de 50 °C

Por lo general esto equivale, que por cada 1,248[W] de calor que queremos introducir en el habitáculo, se necesita 1mm de radiador.

- Fancoils: es un dispositivo relativamente sencillo, consistente en una batería o intercambiador de frío o de calor y un ventilador. Forma parte de los sistemas de climatización en edificios residenciales, comerciales o industriales.

Normalmente los fancoils climatizan un local o varios conectados a una red de tuberías que le proporcionan la energía térmica (calor o frío) y tienen un sistema de regulación propio, generalmente un termostato todo o nada. Pueden tener distintos diseños incluyendo el horizontal (montaje en cielorraso) y vertical (montaje como consola en el suelo).

En calefacción se basa en circular agua caliente por un intercambiador de valor que fuerza el paso de aire del habitáculo con un ventilador. Sistema basado en convección forzada.

$$Q = U * A * \Delta T \qquad \Delta T_{inv} = T_{imp} - T_i$$

Potencia de calefacción *Incremento de temperatura*

- Suelo radiante: se basa en circular agua caliente por un sistema de tuberías que pasa por el suelo de todo el habitáculo a calentar. Sistema basado en convección natural.
 - Confortable: pies calientes y cabeza fría.
 - Calor uniformemente distribuido.
 - Saludable: Temperatura suave.
 - Económico: Bajo consumo (ahorro 10% energía).
 - No produce corrientes de aire
 - En viviendas mal aisladas no se recomienda, ya que tiene que funcionar a plena carga y la temperatura del suelo puede ser incómoda al ser más elevada.

Temperatura de impulsión necesaria [°C]	
Radiadores	70 - 80
Fancoils	50 - 60
Suelo radiante	30 - 40

Tabla 1.1.3.1: Temperaturas de impulsión

Cuando se trata de sistemas por aire, los terminales son sencillamente los diversos tipos de rejillas o difusores por los que se impulsa el aire al ambiente.

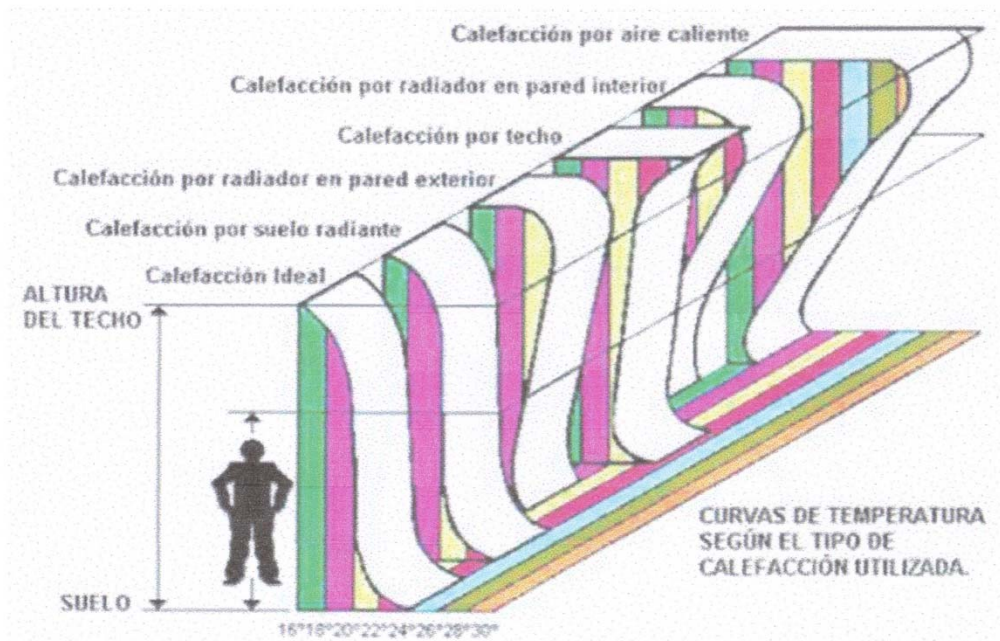


Imagen 1.1.3.1: Curvas de temperatura según el tipo de calefacción utilizada

1.2 Sistemas de refrigeración

Es un sistema de climatización, que consiste en bajar o mantener el nivel de calor de los cuerpos o los espacios cerrados y habitados, cuando las condiciones exteriores son de temperaturas altas y no confortables o adecuadas y se necesita unas condiciones internas con menor nivel térmico (menor temperatura).

Considerando que realmente el frío no existe y que debe hablarse de mayor o menor cantidad de calor o de mayor o menor nivel térmico (nivel que se mide con la temperatura), refrigerar es un proceso termodinámico en el que se extrae calor del objeto o espacio considerado (reduciendo su nivel térmico), y se lleva a otro lugar capaz de admitir esa energía térmica sin problemas o con muy pocos problemas.

Los fluidos utilizados para llevar la energía calorífica de un espacio a otro, son llamados refrigerantes.

Los sistemas de refrigeración tienen muchas aplicaciones:

- Las aplicaciones en espacios habitados, para alcanzar un grado de confort térmico adecuado para la habitabilidad de un edificio. Que es en la que nos centraremos nosotros.
- Las aplicaciones medicamentos u otros productos que se degraden. Como por ejemplo la producción de hielo o nieve, la mejor conservación de órganos en medicina o el transporte de alimentos perecederos.



- Los procesos industriales que requieren reducir la temperatura de maquinarias o materiales para su correcto desarrollo. Algunos ejemplos son el mecanizado, la fabricación de plásticos, la producción de energía nuclear.
- La criogénesis o enfriamiento a muy bajas temperaturas empleada para licuar algunos gases o para algunas investigaciones científicas.
- Motores de combustión interna: en la zona de las paredes de los cilindros y en las culatas de los motores se producen temperaturas muy altas que es necesario refrigerar mediante un circuito cerrado donde una bomba envía el líquido refrigerante a las galerías que hay en el bloque motor y la culata y de allí pasa un radiador de enfriamiento y un depósito de compensación. El líquido refrigerante que se utiliza es agua destilada con unos aditivos que rebajan sensiblemente el punto de congelación para preservar al motor de sufrir averías cuando se producen temperaturas bajo cero.
- Máquinas-herramientas: las máquinas herramientas también llevan incorporado un circuito de refrigeración y lubricación para bombear el líquido refrigerante que utilizan que se llama taladrina o aceite de corte sobre el filo de la herramienta para evitar un calentamiento excesivo que la pudiese deteriorar rápidamente.
- Aparatos electrónicos: la mayoría de los aparatos electrónicos requieren refrigeración, que generalmente consiguen mediante un ventilador, que hace circular el aire del local donde se sitúan, y otras veces sencillamente haciendo circular el aire por convección.

Los métodos más utilizados para el enfriamiento artificial de espacios cerrados, se consigue mediante el método de refrigeración por compresión mecánica y el método de refrigeración por absorción. El método por compresión mecánica es el más utilizado, puesto que el método por absorción solo se suele utilizar cuando hay una fuente de calor residual o barata, como por ejemplo en la trigeneración.

1.2.1 Refrigeración por compresión mecánica

La refrigeración por compresión es un método de refrigeración que desplaza la energía térmica entre dos focos, desde el foco frío (de bajo nivel térmico o baja temperatura) que es el que queremos enfriar, al foco caliente (de nivel térmico más alto o de mayor temperatura) que es el ambiente exterior. Para ello fuerza mecánicamente la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en el evaporador y lo ceda en el condensador. Estos procesos de intercambio de energía se suceden cuando el fluido refrigerante se encuentra en procesos de cambio de estado; de líquido a vapor, y viceversa.

1.2.1.1 Funcionamiento

El proceso básicamente se realiza en cuatro pasos, durante el primero el refrigerante que se encuentra en estado líquido a baja presión y temperatura debe evaporarse en un intercambiador de calor denominado evaporador así se logra un primer intercambio térmico entre el aire del interior del local más caliente y el refrigerante.

Una vez en estado de vapor se succiona y comprime mediante un compresor aumentando su presión y consecuentemente su temperatura, condensándose en un intercambiador de calor denominado condensador mediante una segunda cesión de calor, esta vez al aire exterior que se encuentra a menor temperatura.

De esa manera en el tercer paso, el refrigerante en estado líquido a alta presión y temperatura vuelve al evaporador mediante una válvula de expansión el cual a consecuencia de su propiedad de capilaridad origina una significativa reducción de presión, provocando una cierta vaporización del líquido que reduce su temperatura, por último retorna a las condiciones iniciales del ciclo.

En vez de utilizar una válvula de expansión se podría utilizar una turbina y así sacar trabajo que podríamos utilizar en el compresor. Pero el trabajo sacado en la turbina es inferior al utilizado por el compresor y además el mantenimiento de la turbina es considerablemente más costoso que una válvula, al tener partes móviles. Por esta razón es más económico y rentable la válvula de expansión.

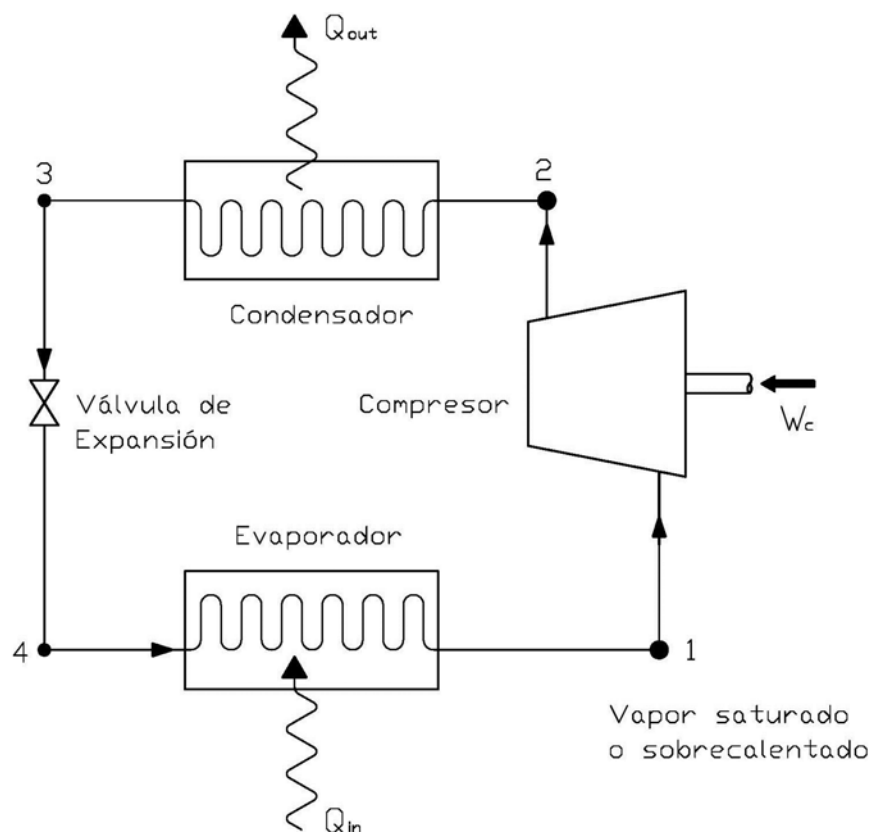


Figura 1.2.1.1.1: Esquema de los componentes de un sistema de refrigeración por compresión

El funcionamiento se podría explicar más técnicamente, explicando el ciclo.

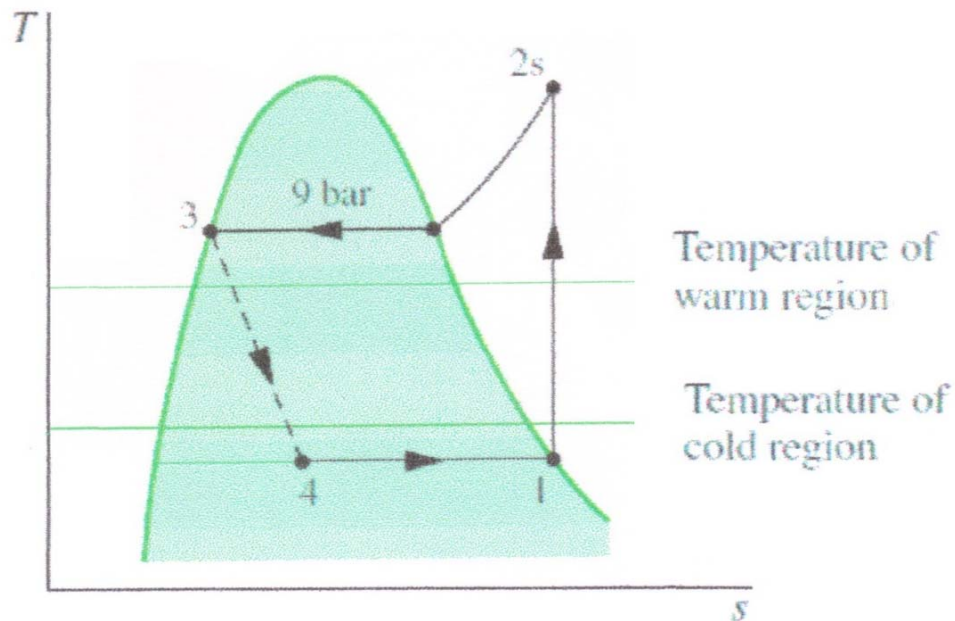


Figura 1.2.1.1.2: Ciclo de Carnot inverso, con el que se consigue la refrigeración por compresión

El refrigerante en estado de vapor saturado en el pto 1 se comprime isoentrópicamente a vapor sobrecalentado en el pto 2. El refrigerante en estado de vapor sobre calentado entra en el condensador, de donde se extrae calor, dejándolo en el foco caliente, a presión constante hasta que el refrigerante se convierte en líquido saturado en el pto 3. Para que el refrigerante regrese a la presión que hay en el pto 1, se expande adiabáticamente en una válvula de expansión o en un tubo capilar hasta el pto 4. El proceso que va del pto 3 al pto 4 es una estrangulación y por lo tanto la entalpía es la misma en los dos puntos, $h_3 = h_4$. Finalmente, el refrigerante pasa por el evaporador a presión constante, absorbiendo calor del foco frío y convirtiéndose a estado vapor saturado, completando el ciclo.

1.2.1.2 Configuración de sistemas de compresión

Se dividen en dos grupos:

- Sistemas de compresión simple: Eleva la presión del sistema mediante una sola carrera de compresión. Es el más común de los sistemas de refrigeración ampliamente utilizado en refrigeradores y equipos de aire acondicionado.
- Sistemas de compresión múltiple: Solución de compresión ideal para bajas temperaturas debido a las altas relaciones de compresión que estos sistemas superan.

1.2.1.2.1 Sistemas de compresión simple

Sistemas de una sola etapa. Es el sistema de refrigeración más ampliamente utilizado debido a su simplicidad y versatilidad. Su particularidad, no obstante, consiste en que por lo general para lograr bajas temperaturas capaces de absorber grandes cargas térmicas, debe alcanzar elevadas relaciones de compresión. Se puede aplicar en refrigeradores domésticos, vitrinas frigoríficas comerciales, equipos de aire acondicionado de todo tipo, y sistemas que no absorban grandes cargas frigoríficas.

1.2.1.2.2 Sistemas de compresión múltiple

Los sistemas frigoríficos de compresión múltiple se definen como solución mecánica ante la problemática que surge cuando las relaciones de compresión se acercan a valores de 7 o superiores. Son los recursos más utilizados en la tecnología frigorífica de baja temperatura es decir, temperaturas de evaporación bajo los -45°C , por lo general.

- Sistema de doble etapa: La doble etapa permite, mediante un compresor de doble etapa, alcanzar elevadas relaciones de compresión y, por lo tanto, menores temperaturas con capacidad de absorber mayor carga térmica. Sistema propio en cámaras de congelado de alta eficiencia energética.
- Sistema en cascada: La compresión múltiple en cascada permite, mediante dos circuitos de refrigeración de una etapa "semi independientes" y con distintos refrigerantes, alcanzar temperaturas cercanas a los -80°C . Propio en equipos de laboratorio para almacenamiento de muestras biológicas.
- Sistema de compresión múltiple con enfriador intermedio de tipo abierto: Esta modalidad de compresión múltiple permite, mediante dos compresores y un estanque presurizado conectado entre ambos, realizar una expansión y enfriamiento del refrigerante en circulación antes de ingresar a la etapa de alta presión. Propio de sistemas industriales.
- Sistema de compresión múltiple con enfriador intermedio de tipo cerrado: A diferencia del sistema anterior, al cual también se le puede denominar "de inyección total", aquí se produce una "inyección parcial" del refrigerante al interior del estanque a fin de producir un enfriamiento

1.2.1.3 Cálculo

Para poder calcular los puntos de diseño, es necesario conocer las ecuaciones del ciclo:

- Compresor
 - Balance de masa: $\dot{m}_1 = \dot{m}_{2s} = \dot{m}$
 - Primer principio de la termodinámica:

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_{2s} - h_1$$

- Segundo principio de la termodinámica: $s_1 = s_{2s}$
- Condensador
 - Balance de masa: $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}$
 - Primer principio de la termodinámica:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$

- Segundo principio de la termodinámica:

$$s_3 = s_2 - \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m} * T}$$

- Válvula:
 - Balance de masa: $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}$
 - Primer principio de la termodinámica: $h_4 = h_3$
 - Segundo principio de la termodinámica:

$$s_4 = s_3 + \frac{\dot{\sigma}}{\dot{m}}$$

- Evaporador
 - Balance de masa: $\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}$
 - Primer principio de la termodinámica:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

- Segundo principio de la termodinámica:

$$s_1 = s_4 + \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m} * T}$$

- Coeficiente de operación del ciclo:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{in}/\dot{m}}{(\dot{W}_c/\dot{m})_s} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1}$$

1.2.2 Refrigeración por absorción

El sistema de refrigeración por absorción es un medio de producir frío, que se utiliza cuando se tiene una fuente de energía térmica barata a unas temperaturas entre 80 y 200 °C. El principio de funcionamiento es semejante al ciclo de compresión, el refrigerante absorbe calor al evaporarse y después se condensa para recomenzar el ciclo, pero la diferencia estriba en que en vez de un compresor, como su nombre indica, en estos sistemas de refrigeración el ciclo se cierra mediante la absorción del refrigerante por un medio de transporte (o absorbente) y posterior separación de la



disolución por medio del calor para recomenzar el ciclo. Los ciclos de refrigeración por absorción frecuentes son:

- amoníaco-agua, donde el amoníaco (NH_3) sirve como refrigerante y el agua (H_2O) es el absorbente.
- agua-bromuro de litio, donde el agua (H_2O) sirve como refrigerante y el bromuro de litio (LiBr) como absorbente, siendo este sistema el que mejores rendimientos tiene, aunque tiene el inconveniente de que no puede funcionar a menos de 0°C (temperatura de congelación del agua, el refrigerante), lo que no obsta para los sistemas de refrigeración de espacios habitados.

1.2.2.1 Funcionamiento

El proceso se realiza en los siguientes pasos, en primer lugar el refrigerante que se encuentra en estado líquido a baja presión y temperatura, se evapora en un intercambiador de calor, llamado evaporador. La evaporación necesita calor, este calor lo obtenemos en el intercambiador, cogiendo el calor del espacio que queremos enfriar (foco frío). Una vez que el refrigerante llega a estado de vapor tras el evaporador, el refrigerante entra en el absorbedor, donde el refrigerante es absorbido por el absorbente, produciendo una solución diluida o débil en absorbente. Este proceso libera calor, que es transmitido al ambiente (foco caliente). Esta solución es bombeada al generador, pero antes pasa por un intercambiador de calor llamado recuperador de calor, donde se transfiere calor desde la solución pobre en refrigerante o fuerte a la solución diluida o débil. Con esto conseguimos que la solución que va al generador se precaliente, ahorrando energía térmica que tendríamos que aportar al generador y la solución que va al absorbedor enfriarla, mejorando la capacidad de absorción del absorbente, ya que este proceso se realiza mejor a temperatura baja. Una vez que la solución diluida ha pasado por el recuperador de calor, llega al generador. En el generador se produce la separación del refrigerante con el absorbente, esto se produce por el aporte de calor que le damos de una fuente externa (que es la energía térmica barata: calor residual, sistemas solares...), evaporando el refrigerante. El refrigerante va al condensador y la solución fuerte vuelve al absorbedor, expandiéndose a través de una válvula de expansión. El refrigerante que sale del generador va al condensador, que es otro intercambiador de calor, donde el refrigerante cede la mayor parte del calor recibido del generador, esta cesión se vuelve a producir al ambiente (foco caliente). Una vez que el refrigerante llega a estado líquido tras el condensador, pasa de nuevo al evaporador para volver a comenzar el ciclo, este paso de condensador al evaporador se hace a través de una válvula de expansión, el cual a consecuencia de su propiedad de capilaridad origina una significativa reducción de presión, provocando una cierta vaporización del líquido que reduce su temperatura.

Dependiendo de la combinación refrigerante absorbente que utilicemos en el sistema de refrigeración por absorción, es necesario tener un elemento más en la máquina, que es el rectificador. El rectificador se sitúa entre el generador y el condensador, que su función es separar los posibles restos de absorbente que haya podido quedar, tras la separación que se realizó en el generador y de esta forma se garantiza que lo que llega al condensador es solo refrigerante.

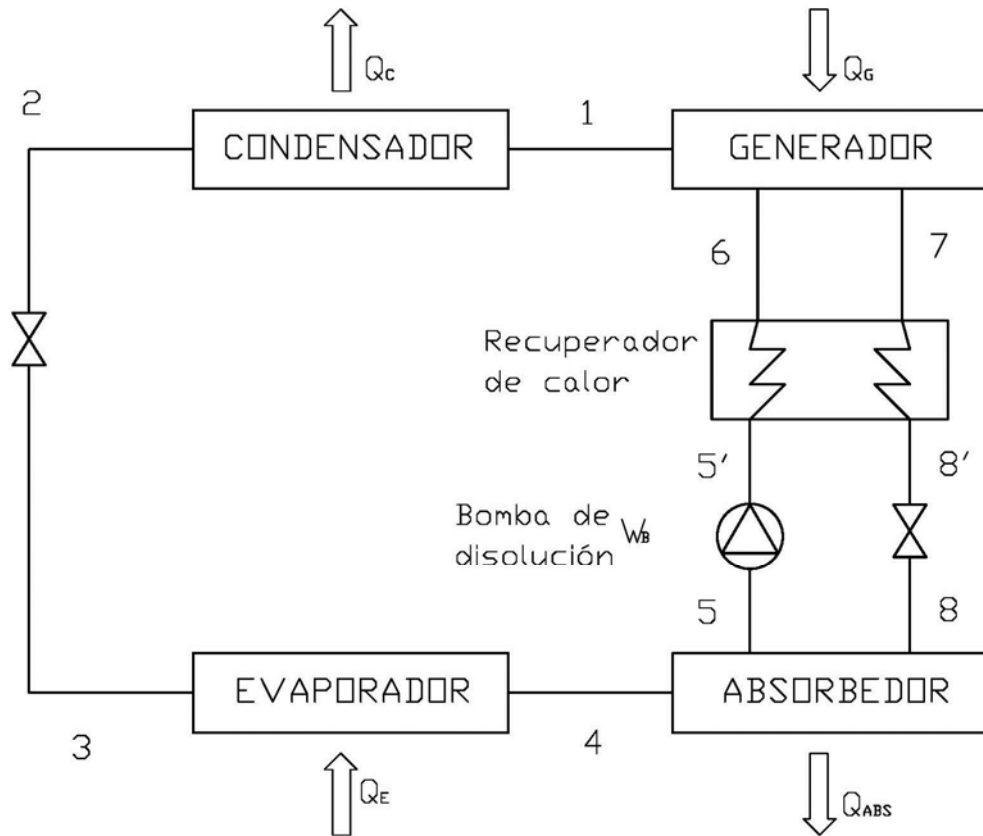


Figura 1.2.2.1.1: Esquema de los componentes de un sistema de refrigeración por absorción

1.2.2.2 Cálculo

Para poder calcular los puntos de diseño, es necesario conocer las ecuaciones del ciclo:

- Absorbedor
 - Balance de masa global: $\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_8$
 - Balance de masa del absorbente (LiBr):

$$\dot{m}_5 * X_5 = \dot{m}_8 * X_8 + \dot{m}_4 * X_4$$

$X_4 = 0$ Porque es solo refrigerante

- Balance de energía:

$$\dot{Q}_{abs} + \dot{m}_5 * h_5 = \dot{m}_4 * h_4 + \dot{m}_8 * h_8$$



- Generador

- Balance de masa global: $\dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_7$
- Balance de masa del absorbente:

$$\dot{m}_6 * X_6 = \dot{m}_1 * X_1 + \dot{m}_7 * X_7$$

$$X_1 = 0 \text{ Porque es solo refrigerante}$$

- Balance de energía:

$$\dot{Q}_{gen} + \dot{m}_6 * h_6 = \dot{m}_7 * h_7 + \dot{m}_1 * h_1$$

- Bomba

- Isoentrópica: $h_{5'} = h_5$

- Recuperador

- Eficiencia:

$$\varepsilon = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_5}$$

- Balance de energía:

$$(\dot{m}_d - \dot{m}_r) * (h_7 - h_8) = \dot{m}_d * (h_6 - h_5)$$

- Válvula

- Isoentrópica: $h_{8'} = h_8$

- Condensador

- Balance de masa: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r$
- Primer principio de la termodinámica:

$$\frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_r} = h_1 - h_2$$

- Válvula:

- Balance de masa: $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r$
- Primer principio de la termodinámica: $h_2 = h_3$

- Evaporador

- Balance de masa: $\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}$
- Primer principio de la termodinámica:

$$\frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_r} = h_3 - h_4$$



1.2.2.3 Aplicaciones

Las máquinas de absorción tienen unas aplicaciones muy determinadas en aquellos proyectos en los que existe la posibilidad de obtener efluentes térmicos gratuitos.

Los equipos de refrigeración por ciclo de absorción pueden ser usados de manera tan amplia como cualquier otra planta refrigeradora de agua convencional, y las aplicaciones para aire acondicionado son las más usuales. Actualmente, se está intensificando el uso en instalaciones del sector terciario que disponen de campos de captadores solares térmicos para producción de agua caliente sanitaria y calefacción, y estas instalaciones, en verano, cuando es mayor la disponibilidad de radiación solar, en lugar de disipar los sobrantes, los aprovechan para obtener refrigeración gratuita. La otra utilización clásica de estos equipos es en procesos industriales, sobre todo en los que también se utiliza una fuente de calor residual como energía para hacer funcionar el equipo. En cuanto a las plantas basadas en el ciclo amoníaco/agua como refrigerante/absorbente, pueden utilizarse, además, en aplicaciones a baja temperatura, como en la cadena de preparación y conservación de alimentos, procesos vinícolas, tratamiento de lácteos, preparaciones farmacéuticas, etc.

1.2.2.4 Ventajas e inconvenientes

- Ventajas:
 - Inexistencia de elementos móviles.
 - Alta fiabilidad.
 - Dilatado número de horas de funcionamiento, sin revisiones ni averías.
 - Escaso mantenimiento y pocos controles.
 - Menores costes de explotación y reducción de la demanda punta de electricidad.
 - Fácil integración en procesos industriales.
 - Uso de refrigerantes no agresivos con la capa de ozono, son totalmente inocuos para el medio ambiente
 - Imposibilidad total de descargas de gases nocivos o peligros hacia la atmósfera.
 - Posibilidad de empleo de calor residual o paneles solares.
 - La utilización de equipos de refrigeración por ciclo de absorción permite ahorrar, en primer lugar, la energía primaria que habría hecho falta para producir la electricidad necesaria para hacer funcionar los equipos convencionales que sustituyen. Cuando el calor utilizado por la máquina de absorción es de origen gratuito o residual, el ahorro es absoluto.



- Permite la reducción de las emisiones de CO₂ a la atmósfera y, por lo tanto, permite acercarnos al cumplimiento de los acuerdos de Kyoto.
- Inconvenientes:
 - El precio del sistema de absorción es mayor que el de un sistema convencional, aunque se amortiza más rápidamente por su bajo consumo de energía y mantenimiento.
 - El rendimiento, medido por el COP (Coeficiente de operación), es menor en el sistema de refrigeración por absorción que en el sistema de refrigeración por compresión mecánica. El COP de absorción está entre [0,8 y 1,2], mientras que el COP de compresión [3 y 5,5], sin embargo en algunos casos compensa el que la energía proveniente de una fuente calórica sea más económica o incluso residual.
 - La cristalización, aunque es un problema que puede resolverse sin sustitución de elementos, únicamente con mano de obra y en cuestión de pocas horas.
 - Los aparatos son más voluminosos y requieren inmovilidad.

1.2.3 Parámetros de diseño

El diseño de estos sistemas frigoríficos se define, principalmente, en función de los siguientes parámetros:

- Temperatura de operación: Temperatura de evaporación y de condensación.
 - Si se emplea aire: $\Delta T \sim 15^{\circ}\text{C}$
$$T_{cond} = T_H + 15^{\circ}\text{C} \quad T_{evap} = T_C - 15^{\circ}\text{C}$$
 - Si se emplea líquido: $\Delta T \sim 5^{\circ}\text{C}$
$$T_{cond} = T_H + 5^{\circ}\text{C} \quad T_{evap} = T_C - 5^{\circ}\text{C}$$
- Capacidad del sistema, generalmente denominada en KW, definida generalmente en función de las cargas térmicas.
- Refrigerantes respetuosos con el medio ambiente y de amplio efecto refrigerante.
- Costos operativos del sistema.



2 Motivación y objetivos

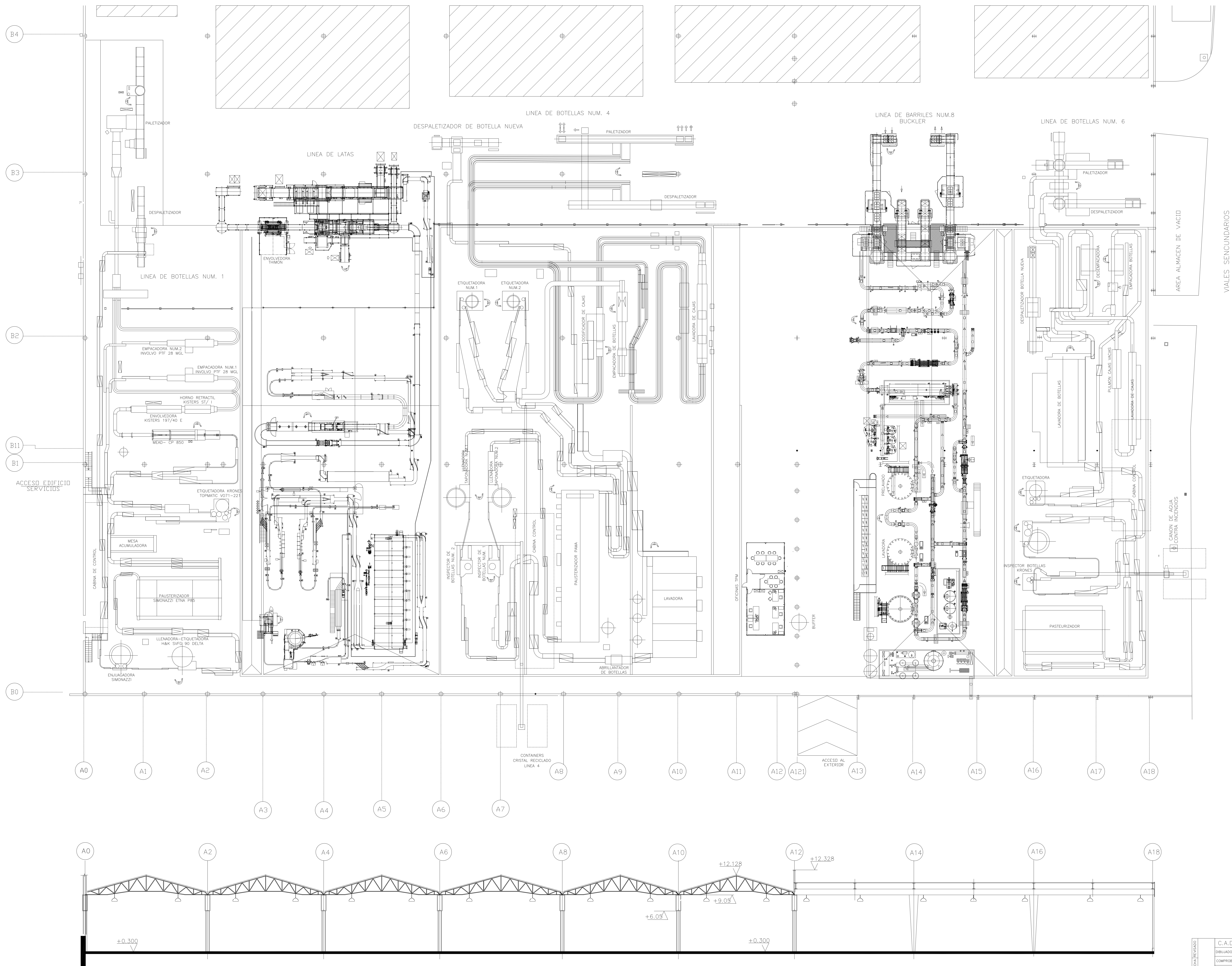
La realización de este proyecto surge de la necesidad de buscar un tema relacionado con lo estudiado en la carrera y de la realización de unas prácticas en una empresa de alimentación, las cuales las realice en una de sus fábricas de producción.

Debido a las condiciones que había allí se me ocurrió que el proyecto podría realizarlo sobre la climatización de la nave industrial donde se envasaba el producto, es decir, dotar de una instalación de calefacción y de refrigeración a la nave de envasado, pero hacerlo de una forma **sostenible**. El objetivo del proyecto es aclimatar esa nave aprovechando el calor residual del proceso de producción del producto.

Con la finalidad indicada se hace necesario el montaje de una instalación de calefacción y otra de refrigeración para la nave de envasado, la producción de agua caliente para alimentar el sistema de calefacción y el de refrigeración, proviene del aprovechamiento del calor residual del circuito de vapor, que alimentará al intercambiador de la instalación de calefacción y a la máquina de absorción.

El alcance del proyecto es:

- Aprovechamiento de energía térmica residual.
- Búsqueda de toda la información necesaria y para realizar los cálculos. Los datos que han sido necesarios se han sacado de la empresa, que he tenido que buscar minuciosamente en sus archivos.
- Obtención de las cargas térmicas de la nave de envasado, tanto en invierno como en verano.
- Obtención de las cargas térmicas de la nave de envasado por horas, para un día típico de invierno y otro de verano.
- Obtención de los puntos de la máquina de absorción.
- Equipo necesarios para la climatización. Tanto de calefacción como de refrigeración.
- Aclimatar, ahorrando energía eléctrica y evitar mayor emisión de contaminantes como el CO₂. Respetando lo máximo posible el medio ambiente.

SECCION A-A
ESCALA 1 / 200

AUTORIZADO FECHA RECIBIDO FOLIO NÚM.	C.A.D.	FECHA	NOMBRE	ESCALA: 1:200	PROYECCION	CODIGO:
	DIBUJADO	22-2-05	TEICE	DEPARTAMENTO:	ENVASADO	
	COMPROB.		TEICE			
	REVISADO		V.ANIZ		PLANO NUM.	
	DESCRIPCION:	PLANTA DE ENVASADO Y P.A.P.				FORM. NUM DE HOJAS HOJA NUM.
SERVIDO DE:		TEICE S1	REALIZADO POR: DIRECCION INGENIERIA		A0	

3.2.2 Descripción del edificio

El edificio que se quiere climatizar es una nave industrial dedicada al envasado de los productos que se hacen en la fábrica.

La nave consta de una sola sala, sin divisiones, donde se encuentran la maquinaria e instalaciones necesarias para realizar el envasado de los productos.

La nave está compuesta por una estructura de pilares y vigas metálicas, un cerramiento vertical de ladrillo con aislamiento intermedio (ladrillo, aislamiento, ladrillo), un cerramiento horizontal en forma de dientes de sierra compuesto de chapa y cristal con su estructura correspondiente, y un suelo antiácido y antideslizante.

La superficie de la nave a climatizar es de 10.700 m² y una altura que va desde los 9 m en la base de la estructura del cerramiento horizontal a los 12 m en los puntos más altos.

3.2.2.1 Descripción de cerramientos

Los datos que se adjuntan de los coeficientes globales de transferencia de calor (transmitancias térmicas) de los cerramientos son adquiridos de un estudio de arquitectura que encontré en los archivos.

Cerramiento	U [W/m ² K]
Ventana	4
Muro exterior	0,77
Suelo	0,81
Cubierta	3,02

Tabla 3.2.2.1.1: Tabla de transmitancias térmicas

3.2.3 Horario de funcionamiento e indicación de ocupación

La nave debido al uso al que está destinado, está ocupada prácticamente las 24 horas del día, ya que se trabaja a 3 turnos desde las 6:00 h hasta las 6:00 h del día siguiente. La ocupación en cada turno es de un hombre por máquina, más un encargado por cada dos líneas de envasado, más un número variable de personas que oscila entre 10 y 15, que realizan tareas no directas con el envasado.

Por lo tanto, la entrada en servicio de la instalación y la parada de la misma se realizará de acuerdo con el horario de trabajo del edificio y teniendo en cuenta los tiempos necesarios de puesta a régimen de la instalación. Para evitar puestas en servicio o paradas innecesarias.

3.2.4 Determinación de la zona climática

Determinaré la zona climática a partir de valores tabulados, ya que no dispongo de registros climáticos contrastados.

La zona climática de cualquier localidad en la que se ubiquen los edificios se obtiene de la *tabla 3.2.4.1* en función de la diferencia de altura que exista entre dicha localidad y la altura de referencia de la capital de su provincia. Si la diferencia de altura fuese menor de 200 m o la localidad se encontrase a una altura inferior que la de referencia, se tomará, para dicha localidad, la misma zona climática que la que corresponde a la capital de provincia.³

Capital de provincia	Capital	Altura de referencia (m)	Desnivel entre la localidad y la capital de su provincia (m)				
			≥200 <400	≥400 <600	≥600 <800	≥800 <1000	≥1000
Albacete	D3	677	D2	E1	E1	E1	E1
Alicante	B4	7	C3	C1	D1	D1	E1
Almería	A4	0	B3	B3	C1	C1	D1
Ávila	E1	1054	E1	E1	E1	E1	E1
Badajoz	C4	168	C3	D1	D1	E1	E1
Barcelona	C2	1	C1	D1	D1	E1	E1
Bilbao	C1	214	D1	D1	E1	E1	E1
Burgos	E1	861	E1	E1	E1	E1	E1
Cáceres	C4	385	D3	D1	E1	E1	E1
Cádiz	A3	0	B3	B3	C1	C1	D1
Castellón de la Plana	B3	18	C2	C1	D1	D1	E1
Ceuta	B3	0	B3	C1	C1	D1	D1
Ciudad real	D3	630	D2	E1	E1	E1	E1
Córdoba	B4	113	C3	C2	D1	D1	E1
Coruña (a)	C1	0	C1	D1	D1	E1	E1
Cuenca	D2	975	E1	E1	E1	E1	E1
Donostia-San Sebastián	C1	5	D1	D1	E1	E1	E1
Girona	C2	143	D1	D1	E1	E1	E1
Granada	C3	754	D2	D1	E1	E1	E1
Guadalajara	D3	708	D1	E1	E1	E1	E1
Huelva	B4	50	B3	C1	C1	D1	D1
Huesca	D2	432	E1	E1	E1	E1	E1
Jaén	C4	436	C3	D2	D1	E1	E1
León	E1	346	E1	E1	E1	E1	E1
Lleida	D3	131	D2	E1	E1	E1	E1
Logroño	D2	379	D1	E1	E1	E1	E1
Lugo	D1	412	E1	E1	E1	E1	E1
Madrid	D3	589	D1	E1	E1	E1	E1
Málaga	A3	0	B3	C1	C1	D1	D1
Melilla	A3	130	B3	B3	C1	C1	D1
Murcia	B3	25	C2	C1	D1	D1	E1
Ourense	C2	327	D1	E1	E1	E1	E1
Oviedo	C1	214	D1	D1	E1	E1	E1
Palencia	D1	722	E1	E1	E1	E1	E1
Palma de Mallorca	B3	1	B3	C1	C1	D1	D1
Palmas de Gran Canaria (las)	A3	114	A3	A3	A3	B3	B3
Pamplona	D1	456	E1	E1	E1	E1	E1
Pontevedra	C1	77	C1	D1	D1	E1	E1
Salamanca	D2	770	E1	E1	E1	E1	E1
Santa Cruz de Tenerife	A3	0	A3	A3	A3	B3	B3
Santander	C1	1	C1	D1	D1	E1	E1
Segovia	D2	1013	E1	E1	E1	E1	E1
Sevilla	B4	9	B3	C2	C1	D1	E1
Soria	E1	984	E1	E1	E1	E1	E1
Tarragona	B3	1	C2	C1	D1	D1	E1
Teruel	D2	995	E1	E1	E1	E1	E1
Toledo	C4	445	D3	D2	E1	E1	E1
Valencia	B3	8	C2	C1	D1	D1	E1
Valladolid	D2	704	E1	E1	E1	E1	E1
Vitoria-Gasteiz	D1	512	E1	E1	E1	E1	E1
Zamora	D2	617	E1	E1	E1	E1	E1
Zaragoza	D3	207	D2	E1	E1	E1	E1

Tabla 3.2.4.1: Zonas climáticas

La nave se encuentra en el término municipal de San Sebastián de los Reyes, perteneciente a la Comunidad de Madrid. La altura de la zona donde se encuentra es de 685 metros sobre el nivel del mar. Como la diferencia de altura entre la capital de provincia y la localidad es inferior a 200 metros ($685m - 589m = 96m$) la Zona Climática es la **D3**.

³ Documento Básico HE Ahorro de Energía. Apéndice D

3.2.5 Condiciones Exteriores

Las condiciones exteriores que he tenido en cuenta para obtener las condiciones exteriores de cálculo han sido, los datos registrados por la propia empresa y los indicados en el documento Guía técnica: Condiciones climáticas exteriores de proyecto, del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, perteneciente al registro de documentos reconocidos por el RITE.

La información que hemos utilizado en nuestro caso ha sido de las estaciones de la Agencia Estatal de Meteorología de Torrejón de Ardoz y Colmenar Viejo, que son las dos más cercanas a la ubicación de nuestra nave. Los datos son los siguientes:

- Datos de Torrejón de Ardoz:

Provincia	Estación	Indicativo
Madrid	Torrejón de Ardoz (Base Aérea)	3175

UBICACIÓN: AEROPUERTO

Nº DE OBSERVACIONES Y PERIODO

a.s.n.m. (m)	Lat.	Long.	T seca	Hum. relativa	T terreno	Rad
611	40°29'00"	03°27'01"W	87.600 (1998-2007)	(4) 14.600 (1998-2007)		

CONDICIONES PROYECTO CALEFACCIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÍNIMA)

TSMIN (°C)	TS _{99,6} (°C)	TS ₉₉ (°C)	OMDC (°C)	HUMcoin (%)	OMA (°C)
-11,1	-3,6	-2,0	14,2	86	40,4

CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÁXIMA)

TSMAX (°C)	TS _{0,4} (°C)	THC _{0,4} (°C)	TS ₁ (°C)	THC ₁ (°C)	TS ₂ (°C)	THC ₂ (°C)	OMDR (°C)
40,7	36,8	21,0	35,4	20,8	34,0	20,6	18,6

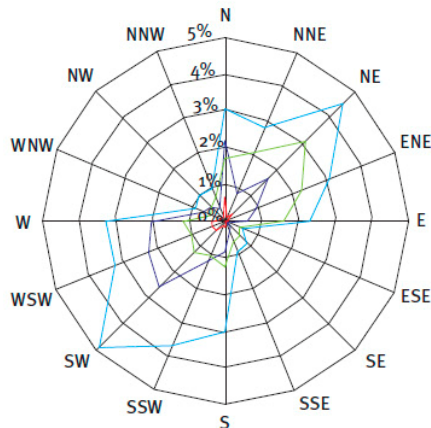
CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TEMPERATURA HÚMEDA EXTERIOR MÁXIMA)

TH _{0,4} (°C)	TSC _{0,4} (°C)	TH ₁ (°C)	TSC ₁ (°C)	TH ₂ (°C)	TSC ₂ (°C)
22,2	34,0	21,4	33,9	20,8	33,8

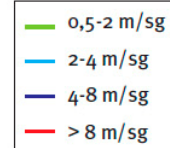
VALORES MEDIOS MENSUALES

Mes	TA (°C)	TASOL (°C)	GD ₁₅ (°C)	GD ₂₀	GDR ₂₀	RADH (kWh/m² día)	TTERR (°C)
Enero	5,3	7,4	302	457	0		
Febrero	6,9	9,6	231	370	0		
Marzo	10,4	12,8	161	299	2		
Abril	12,5	14,9	110	233	8		
Mayo	17,0	19,4	46	134	42		
Junio	23,5	26,2	5	35	140		
Julio	25,6	28,3	1	16	192		
Agosto	25,1	27,7	1	18	176		
Septiembre	20,7	23,7	10	59	81		
Octubre	15,0	17,6	58	169	13		
Noviembre	8,8	11,1	191	337	0		
Diciembre	5,5	7,7	294	449	0		

Rosa de los vientos: velocidad media 2,71 m/s



Valores normales. Periodo 1971-2000. Madrid. Torrejón
Rosa de los vientos. Anual



Calmas: 21%

- Datos de Colmenar Viejo:

Provincia	Estación	Indicativo
Madrid	Colmenar Viejo (FAMET)	3191E

UBICACIÓN: AEROPUERTO

Nº DE OBSERVACIONES Y PERIODO

a.s.n.m. (m)	Lat.	Long.	T seca	Hum. relativa	T terreno	Rad
1004	40°41'55"	03°45'52"W	87.600 (1998-2007)	(4) 14.600 (1998-2007)		

CONDICIONES PROYECTO CALEFACCIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÍNIMA)

TSMIN (°C)	TS _{99,6} (°C)	TS ₉₉ (°C)	OMDC (°C)	HUMcoin (%)	OMA (°C)
-9,8	-2,4	-1,0	7,8	70	35,4

CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÁXIMA)

TSMAX (°C)	TS _{0,4} (°C)	THC _{0,4} (°C)	TS ₁ (°C)	THC ₁ (°C)	TS ₂ (°C)	THC ₂ (°C)	OMDR (°C)
36,7	33,0	18,5	31,8	18,5	30,4	18,3	13,0

CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TEMPERATURA HÚMEDA EXTERIOR MÁXIMA)

TH _{0,4} (°C)	TSC _{0,4} (°C)	TH ₁ (°C)	TSC ₁ (°C)	TH ₂ (°C)	TSC ₂ (°C)
19,8	30,9	19,2	30,4	18,6	30,0

VALORES MEDIOS MENSUALES

Mes	TA (°C)	TASOL (°C)	GD ₁₅ (°C)	GD ₂₀	GDR ₂₀	RADH (kWh/m² día)	TTERR (°C)
Enero	4,7	6,0	321	476	0	2,2	
Febrero	6,2	7,7	249	390	0	3,1	
Marzo	8,8	10,3	196	346	0	4,3	
Abril	10,3	11,8	156	294	2	5,4	
Mayo	14,9	16,5	70	177	18	6,3	
Junio	21,4	23,2	9	47	87	7,6	
Julio	23,6	25,5	3	24	135	7,6	
Agosto	23,2	25,1	3	25	126	6,7	
Septiembre	19,0	21,0	15	75	46	5,1	
Octubre	13,3	15,0	83	213	4	3,2	
Noviembre	7,6	9,1	222	371	0	2,2	
Diciembre	5,1	6,4	308	463	0	1,7	

Para las condiciones externas diarias de un día típico de invierno y de verano, para realizar los cálculos de la demanda de calor y de frío por hora en estos días típicos, también hemos tenido en cuenta los datos del documento Guía técnica: Condiciones climáticas exteriores de proyecto, del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, perteneciente al registro de documentos reconocidos por el RITE y las gráficas de la Agencia Estatal de Meteorología. Los datos sacados han sido de los dos mismos puntos que los anteriores:

- Datos de Torrejón de Ardoz:
 - Invierno:

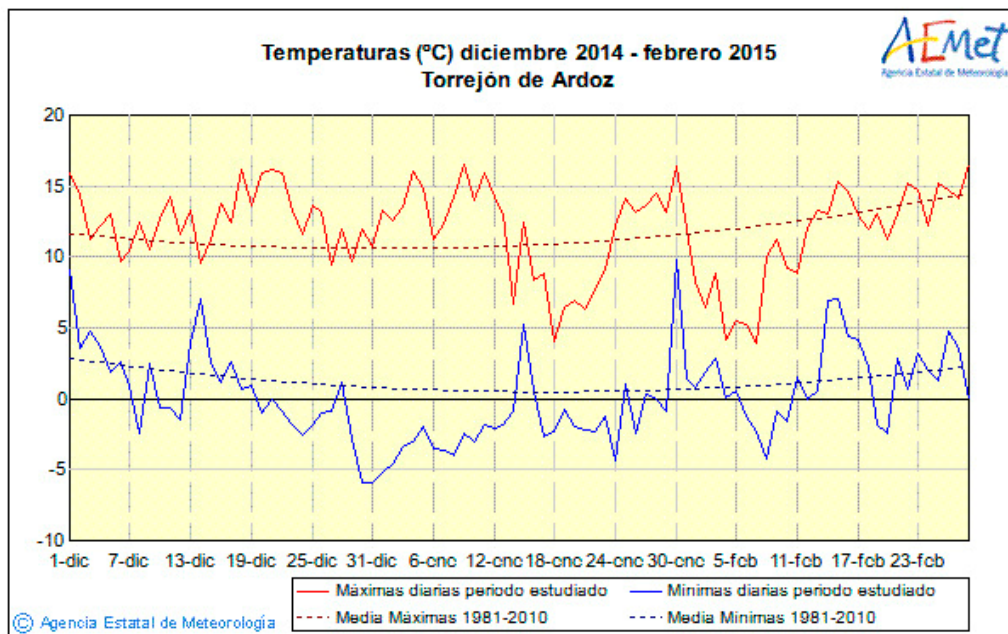


Figura 3.2.5.1: Gráfica de las temperaturas diarias en invierno en Torrejón de Ardoz.

- Verano:

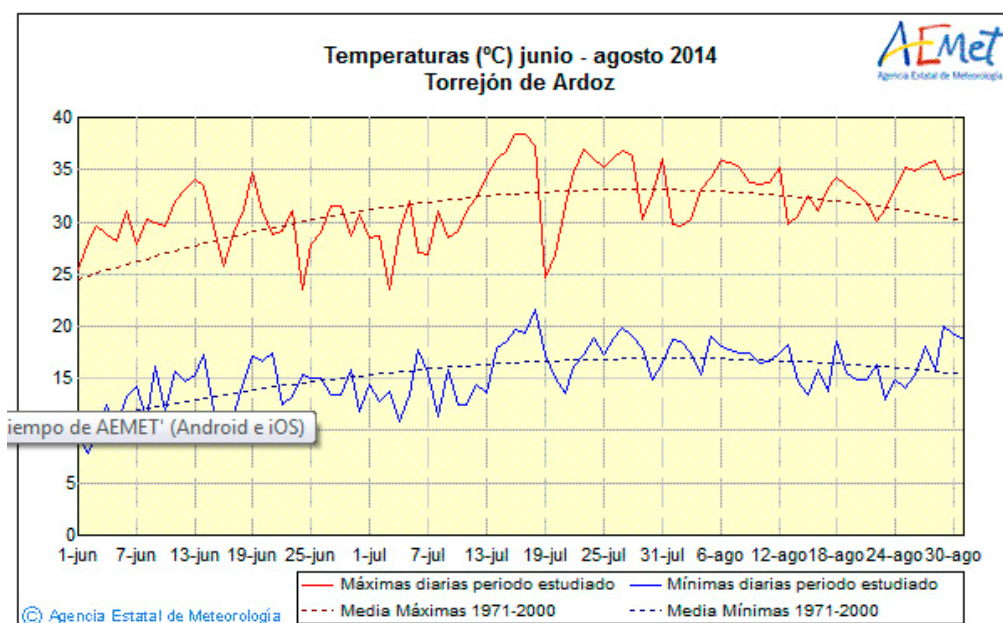


Figura 3.2.5.2: Gráfica de las temperaturas diarias en verano en Torrejón de Ardoz.

- Datos de Colmenar Viejo:
 - Invierno:

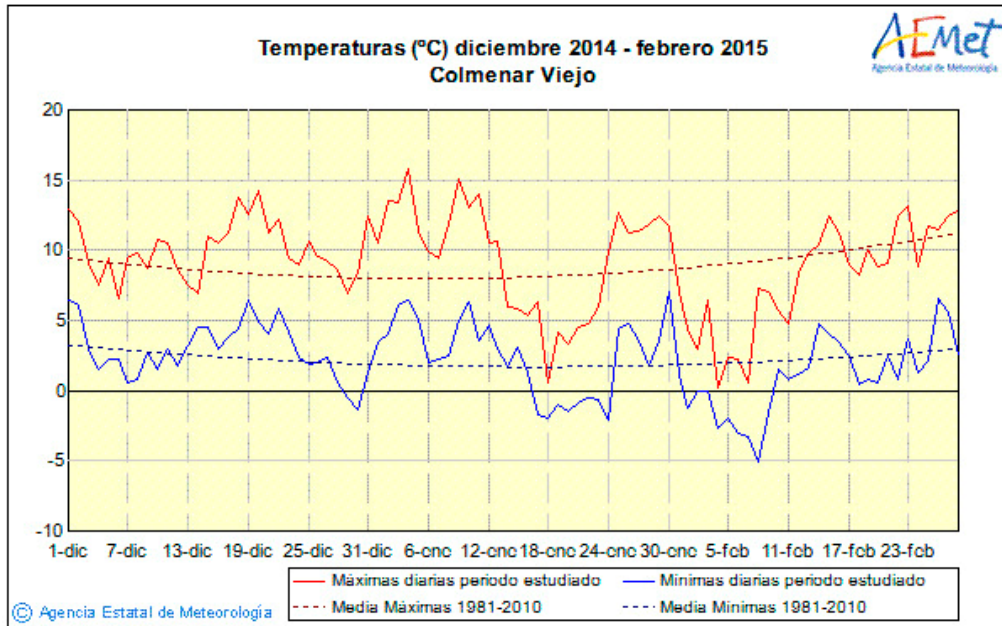


Figura 3.2.5.3: Gráfica de las temperaturas diarias en invierno en Colmenar Viejo.

- Verano:

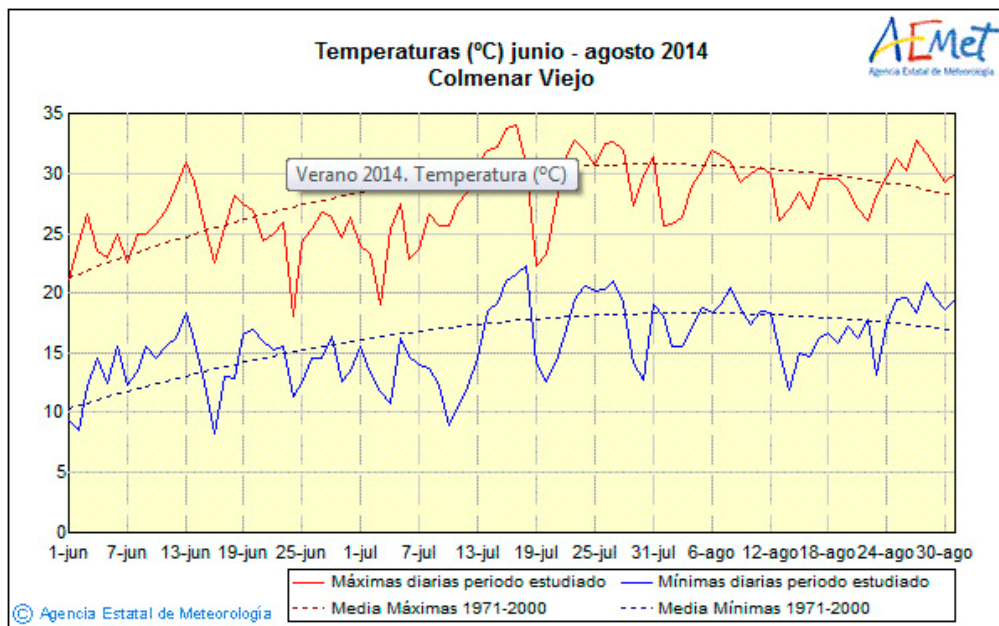


Figura 3.2.5.4: Gráfica de las temperaturas diarias en verano en Colmenar Viejo.

Tanto para la demanda de frío, como para la demanda de frío por horas en un día típico de verano, hemos tenido en cuenta otra condición exterior la radiación solar, cuya distribución horaria y por orientación es la siguiente:

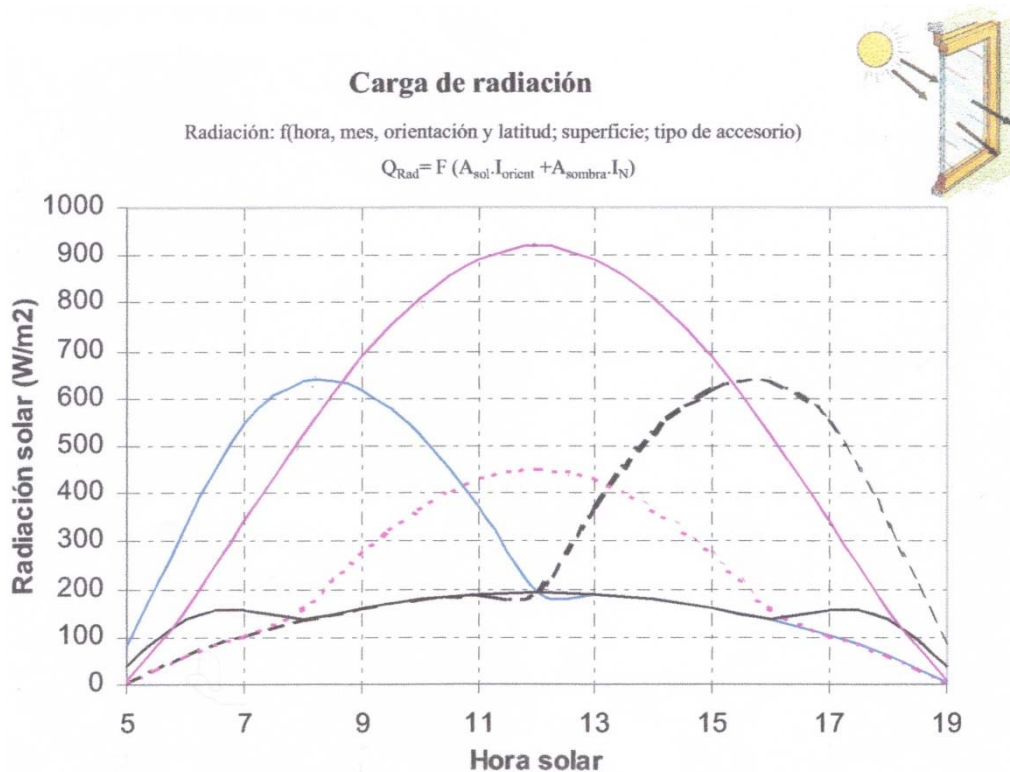


Figura 3.2.5.5: Comportamiento de la radiación por horas

3.2.6 Condiciones interiores

Las condiciones interiores que he tenido en cuenta para obtener las condiciones interiores de cálculo han sido, los datos registrados por la propia empresa y los indicados en el documento Guía técnica: Instalaciones de climatización con equipos autónomos, del Ministerio de Industria, Energía y Turismo, perteneciente al registro de documentos reconocidos por el RITE.

La información que hemos utilizado en nuestro caso ha sido las condiciones interiores de diseño. Los datos son los siguientes:

Estación	Temperatura operativa [°C]	Humedad relativa [%]
Verano	23 - 25	40 - 60
Invierno	20 - 23	40 - 60

Tabla 3.2.6.1: Condiciones interiores de diseño (Tabla del RITE)

3.2.7 Condiciones de cálculo

Las condiciones de cálculo han sido facilitadas por la empresa, ya que tenían un registro de las condiciones tanto del interior como del exterior. Además, se ha tenido en cuenta la Guía Técnica: Condiciones climáticas exteriores de proyecto, del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, y la Guía técnica: Instalaciones de climatización con equipos autónomos, del Ministerio de Industria, Energía y Turismo,



las dos perteneciente al registro de documentos reconocidos por el RITE. También hemos tenido en cuenta los datos de la Agencia Estatal de meteorología. Con todo ello las condiciones son las siguientes:

- La temperatura interior en invierno que se quiere conseguir 20°C
- La temperatura exterior en invierno es de -3°C
- La temperatura del terreno es de 6°C
- Temperatura exterior en verano es de 35°C
- Temperatura interior en verano que se quiere conseguir 25°C
- La humedad relativa interior en invierno es de 40%
- La humedad relativa exterior en invierno es de 60%
- La humedad relativa interior en verano es de 40%
- La humedad relativa exterior en verano es de 50%

4 Cargas térmicas

Las cargas térmicas se tratan de la cantidad de energía térmica por unidad de tiempo (potencia térmica) que un recinto cerrado intercambia con el exterior debido a las diferentes condiciones del interior y del exterior, considerando las exteriores como las más desfavorables posibles. El cálculo de estas cargas permite disponer los sistemas adecuados de calefacción o refrigeración para compensarlas.

Las cargas térmicas se dividen en:

- Cargas de transmisión
- Cargas de ventilación e infiltraciones
- Cargas de radiación
- Cargas internas

4.1 Cargas de transmisión

Son las que se deben a la conducción a través de los elementos constructivos que separan el interior del exterior o de otros locales no climatizados. Ya que los elementos separadores del interior de los edificios con el exterior no son impermeables al paso del calor, aunque pueden aislarse convenientemente, el calor pasa desde el ambiente más cálido al ambiente más frío.

Esta transferencia térmica depende de la diferencia de temperatura (salto térmico) entre el interior y el exterior, de las características constructivas de cada elemento (muros, huecos) en lo que se refiere al aislamiento térmico (expresado por la transmitancia térmica, U) y de la superficie de cada elemento. En el caso de los muros o de las ventanas con vidrio coloreado, el calentamiento de su superficie por el sol, cuando están expuestos, hace que el salto térmico sea mayor en verano, lo que hay que tener en cuenta.

4.2 Cargas de ventilación e infiltraciones

Las cargas de ventilación, vienen de la necesidad de introducir aire en el edificio, para la ventilación, puede modificar la temperatura interna de éste, lo cual puede suponer un problema cuando el aire exterior está a temperaturas alejadas de las requeridas en el interior.

La carga de ventilación depende del salto térmico interior-exterior y del caudal de ventilación necesario.

Las cargas de infiltración son las infiltraciones de aire del exterior, no deseadas, por las rendijas y juntas de cierre de los huecos que separan del exterior, ventanas o puertas.



4.3 Cargas internas

Es el calor interno producido por las personas, la iluminación eléctrica y los aparatos que hay en el interior de los edificios, puede ser favorable o desfavorable según la estación.

- La ocupación es el número de ocupantes en un edificio, generando cada uno de los ocupantes entre 80 y 150 W de carga térmica, según la actividad realizada.
- La maquinaria de un edificio es los aparatos eléctricos, ordenadores, impresoras y maquinaria industrial que forman parte de las oficinas y fábricas, generando cargas térmicas importantes, debido al calor que desprenden.
- La iluminación es un factor de calentamiento importante. Se estima en una carga de entre 15 a 25 W/m².

4.4 Cargas de radiación

Es el calor entrante debido a la incidencia del sol por los cierres acristalados (ventanas). Esta incidencia solar produce un efecto invernadero, al atravesar el espectro visible de la radiación solar un vidrio transparente, calienta los objetos que hay tras el vidrio, haciendo que estos objetos emitan radiación en infrarrojos, y para ciertas longitudes de onda de los infrarrojos el vidrio es opaco, de modo que el calor queda atrapado tras el vidrio, aumentando la temperatura del ambiente. Este efecto es favorable en invierno (reduce la carga térmica) y desfavorable en verano (la aumenta). Incluso en cerramientos opacos, no acristalados, en verano, el sol calienta la superficie exterior aumentando el salto térmico exterior interior y, por lo tanto el paso del calor por los cerramientos opacos.

5 Demanda de calor

Empezaremos por calcular la Cargas térmicas de calefacción, en este caso solo calcularemos las cargas de transmisión y las cargas de ventilación e infiltraciones, ya que las otras cargas son favorables y para calcular el equipo solo tenemos en cuenta las desfavorables. Para calcular la carga de transmisión utilizaremos:

$$Q = A * U * (T_{eq} - T_l)$$

Formula general de cálculo de carga térmica.

Para cada una de las cargas.

En base de los datos tomados del proyecto de obras edificación y siguiendo los criterios del **Apéndice E del Documento Básico HE Ahorro de Energía**, se ha calculado la transmitancia térmica (U) de los elementos constructivos que delimitan el cerramiento del cerramiento del edificio mediante la expresión:

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}}$$

Formula de la transmitancia térmica

- R_T : Resistencia térmica total del componente constructivo [m^2K/W].

La resistencia térmica total R_T de un componente constituido por capas térmicamente homogéneas debe calcularse mediante la expresión:

$$R_T = R_{si} + R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_{se}$$

- R_1, R_2, \dots, R_n las resistencias térmicas de cada capa [m^2K/W].
- R_{si} y R_{se} as resistencias térmicas superficiales correspondientes al aire interior y exterior respectivamente, tomadas de la *tabla 5.1* de acuerdo a la posición del cerramiento, dirección del flujo de calor y su situación en el edificio [m^2K/W].

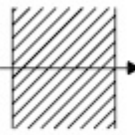
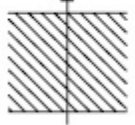
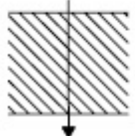
Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		R _{se}	R _{si}
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal >60° y flujo horizontal		0,04	0,13
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal ≤60° y flujo ascendente		0,04	0,10
Cerramientos horizontales y flujo descendente		0,04	0,17

Tabla 5.1: Resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior en [m²K/W]

La resistencia térmica de una capa térmicamente homogénea viene definida por la expresión:

$$R = \frac{e}{\lambda}$$

- el espesor de la capa [m].
- la conductividad térmica de diseño del material que compone la capa, calculada a partir de valores térmicos declarados según la norma **UNE EN ISO 10 456:2001** o tomada de Documentos Reconocidos, [W/m K].

En el caso de la transmitancia térmica del suelo U_s , lo hallaremos como indica el **Apéndice E del Documento Básico HE Ahorro de Energía**.

Nuestro suelo tiene las características del *caso 1*, soleras o losas apoyadas sobre el nivel del terreno o como máximo 0,50 m por debajo de éste. Por lo tanto se obtendrá de la *tabla 5.2* en función del ancho D de la banda de aislamiento perimétrico, de la resistencia térmica del aislante R_a calculada mediante la expresión (E.3) y la longitud característica B' de la solera o losa (Los valores intermedios se pueden obtener por interpolación lineal).

B'	R _s	D = 0.5 m R _s (m² K/W)					D = 1.0 m R _s (m² K/W)					D ≥ 1.5 m R _s (m² K/W)				
		0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50
1	2,35	1,57	1,30	1,16	1,07	1,01	1,39	1,01	0,80	0,66	0,57	-	-	-	-	-
5	0,85	0,69	0,64	0,61	0,59	0,58	0,65	0,58	0,54	0,51	0,49	0,64	0,55	0,50	0,47	0,44
6	0,74	0,61	0,57	0,54	0,53	0,52	0,58	0,52	0,48	0,46	0,44	0,57	0,50	0,45	0,43	0,41
7	0,66	0,55	0,51	0,49	0,48	0,47	0,53	0,47	0,44	0,42	0,41	0,51	0,45	0,42	0,39	0,37
8	0,60	0,50	0,47	0,45	0,44	0,43	0,48	0,43	0,41	0,39	0,38	0,47	0,42	0,38	0,36	0,35
9	0,55	0,46	0,43	0,42	0,41	0,40	0,44	0,40	0,38	0,36	0,35	0,43	0,39	0,36	0,34	0,33
10	0,51	0,43	0,40	0,39	0,38	0,37	0,41	0,37	0,35	0,34	0,33	0,40	0,36	0,34	0,32	0,31
12	0,44	0,38	0,36	0,34	0,34	0,33	0,36	0,33	0,31	0,30	0,29	0,36	0,32	0,30	0,28	0,27
14	0,39	0,34	0,32	0,31	0,30	0,30	0,32	0,30	0,28	0,27	0,27	0,32	0,29	0,27	0,26	0,25
16	0,35	0,31	0,29	0,28	0,27	0,27	0,29	0,27	0,26	0,25	0,24	0,29	0,26	0,25	0,24	0,23
18	0,32	0,28	0,27	0,26	0,25	0,25	0,27	0,25	0,24	0,23	0,22	0,27	0,24	0,23	0,22	0,21
≥20	0,30	0,26	0,25	0,24	0,23	0,23	0,25	0,23	0,22	0,21	0,21	0,25	0,22	0,21	0,20	0,20

Tabla 5.2: Transmitancia térmica U_s en W/m² K

Para soleras o losas sin aislamiento térmico, la transmitancia térmica U_s se tomará de la columna Ra = 0 m²K/ W en función de su longitud característica B'.

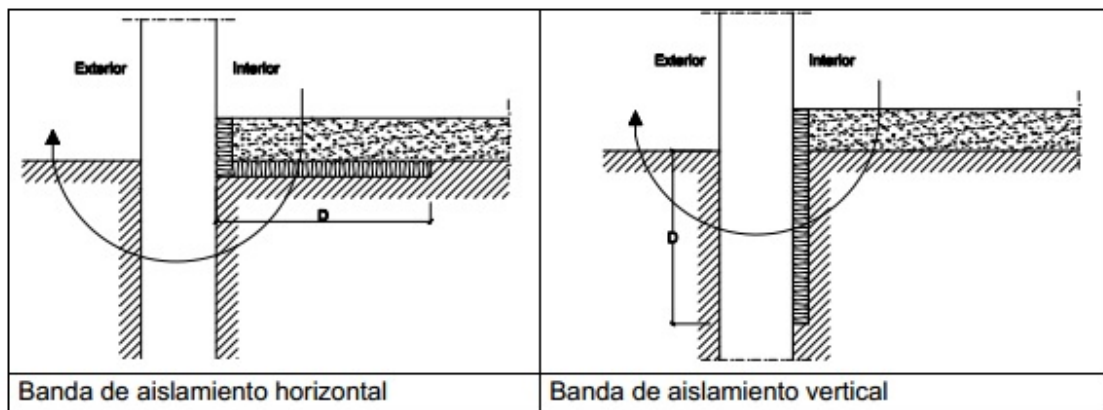


Figura 5.3: Soleras con aislamiento perimetral

Para soleras o losas con aislamiento continuo en toda su superficie se tomarán los valores de la columna D ≥ 1,5 m.

La transmitancia térmica del primer metro de losa o solera se obtendrá de la fila B' = 1.

Se define la longitud característica B' como el cociente entre la superficie del suelo y longitud de su semiperímetro, según la expresión:

$$B' = \frac{A}{\frac{1}{2}P}$$

- P la longitud del perímetro de la solera [m].
- A el área de la solera [m²].

Para calcular las cargas de ventilación e infiltraciones utilizaremos:

$$Q = m_{vi} * C_{Pa} * (T_{eq} - T_l) = \dot{V}_{vi} * \rho_a * C_{Pa} * (T_{eq} - T_l)$$

Fórmula de carga térmica de ventilación e infiltración sensible

- \dot{V}_{vi} caudal de ventilación e infiltración.
- ρ_a densidad del aire.
- C_{Pa} calor específico del aire.

$$Q = \dot{V}_{vi} * \rho_a * h_{fg} * (\varpi_i - \varpi_e)$$

- \dot{V}_{vi} caudal de ventilación e infiltración.
- ρ_a densidad del aire.
- h_{fg} entalpia de cambio de fase.
- ϖ humedad absoluta, que se obtiene:

$$\varpi_i = \frac{PM_v}{PM_a} * \frac{\phi_i * P_{sat}(T_i)}{p - \phi_i * P_{sat}(T_i)} = 0.622 * \frac{\phi_i * P_{sat}(T_i)}{p - \phi_i * P_{sat}(T_i)}$$

- $P_{sat}(T_i)$ Presión de vapor saturada a temperatura en el punto i.
- ϕ_i humedad relativa en el punto i.

Con todo ello calculamos las cargas térmicas de calefacción.

Lo primero que realizamos es calcular los coeficientes globales de transferencia de calor del muro, el suelo, la cubierta, ventanas y puertas.

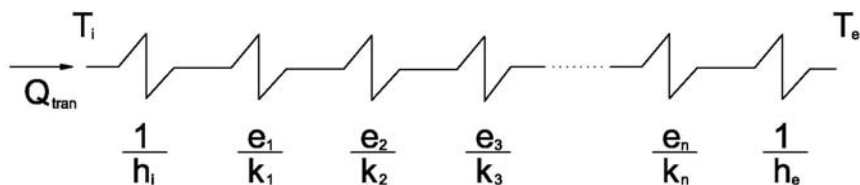


Figura 5.4: Esquema de las resistencias por capas del que está compuesto elemento

- Coeficiente global de transferencia de calor del muro:

$$U_{Muro} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \left(\frac{e_i}{k_i} \right) + \frac{1}{h_e}}$$

- Coeficiente global de transferencia de calor del suelo:

$$U_{Suelo} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \left(\frac{e_i}{k_i} \right) + \frac{1}{h_e}}$$

- Coeficiente global de transferencia de calor de la cubierta:

$$U_{Cubierta} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \left(\frac{e_i}{k_i} \right) + \frac{1}{h_e}}$$

- Coeficiente global de transferencia de calor de las ventanas:

$$U_{Ventana} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \left(\frac{e_i}{k_i} \right) + \frac{1}{h_e}}$$

- Coeficiente global de transferencia de calor de las puertas:

$$U_{Puerta} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \left(\frac{e_i}{k_i} \right) + \frac{1}{h_e}}$$

A continuación empezamos a calcular las cargas térmicas. Empezamos con las de transmisión. Primero calcularemos por separado según el coeficiente global de transferencia de calor y luego las sumaremos, para obtener la carga de transmisión total.

- Muro:

$$Q_{Muro} = U_{Muro} \cdot A_{Muro} \cdot (T_i - T_e)$$

- Suelo:

$$Q_{Suelo} = U_{Suelo} \cdot A_{Suelo} \cdot (T_i - T_{terreno})$$

- Cubierta:

$$Q_{Cubierta} = U_{Cubierta} \cdot A_{Cubierta} \cdot (T_i - T_e)$$

- Ventanas:

$$Q_{Ventanas} = U_{Ventanas} \cdot A_{Ventanas} \cdot (T_i - T_e)$$

- Puertas:

$$Q_{Puertas} = U_{Puertas} \cdot A_{Puertas} \cdot (T_i - T_e)$$

- Carga térmica de transmisión total:

$$Q_{Total\ trans} = Q_{Muro} + Q_{Suelo} + Q_{Cubierta} + Q_{Ventanas} + Q_{Puertas}$$

Una vez obtenidas la carga térmica de transmisión, pasamos a calcular la carga térmica de ventilación. La carga térmica de ventilación se divide en dos, sensible y latente.

- Sensible:

$$Q_{vs} = m_{vs} \cdot C_{Pa} \cdot (T_i - T_e) = \dot{V}_{vs} \cdot \rho_a \cdot C_{Pa} \cdot (T_i - T_e)$$

- Latente:

$$Q_{vl} = \dot{V}_{vl} \cdot \rho_a \cdot h_{fg} \cdot (\varpi_i - \varpi_e)$$



- Carga de ventilación total:

$$Q_{Total\ vent} = Q_{vs} + Q_{vl}$$

Obtenidas las cargas de ventilación pasamos a calcular la última de las cargas térmicas necesaria para calcular la carga de calefacción y es la carga de infiltraciones, que al igual que la de ventilación se divide en sensible y latente.

- Sensible:

$$Q_{is} = m_{is} * C_{p_a} * (T_i - T_e) = \dot{V}_{is} * \rho_a * C_{p_a} * (T_i - T_e)$$

- Latente:

$$Q_{il} = \dot{V}_{il} * \rho_a * h_{fg} * (\varpi_i - \varpi_e)$$

- Carga de ventilación total:

$$Q_{Total\ inf} = Q_{is} + Q_{il}$$

Una vez obtenidas todas las cargas térmicas que componen la carga térmica de calefacción y por lo tanto la demanda de calor, pasamos a sumarlas, para calcular la carga térmica de calefacción.

- Carga térmica de calefacción:

$$Q_{Calefacción} = Q_{Total\ trans} + Q_{Total\ vent} + Q_{Total\ inf}$$

6 Demanda de frío

Una vez obtenidas las cargas de calefacción, pasaremos a calcular las cargas de refrigeración, en este caso además de las cargas de transmisión, ventilación e infiltración, hay que calcular también las cargas de radiación y las internas.

La carga de transmisión para la carga de refrigeración, se calcula igual que para la carga de calefacción, pero en esta ocasión la carga de transmisión a través del suelo no se tiene en cuenta, ya que es favorable y para calcular nuestro equipo con seguridad, solo tenemos en cuenta las desfavorables.

Con respecto a las cargas de ventilación e infiltración se calcula igual.

Pasamos a los dos tipos de cargas térmicas, que en el caso de la calefacción no teníamos en cuenta.

Empezaremos por el cálculo de la carga térmica de radiación. Para obtenerla utilizaremos:

$$Q_{rad} = I * A_{acrist} * f$$

- I irradiación sobre la superficie.
- A_{acrist} área acristalada (ventanas, etc).
- f factor de corrección.

Elementos adicionales	f
Vidrio doble	0,9
Elementos de sombra exterior (persianas exteriores)	0,9
Elementos de sombra interiores (cortinas)	0,6

Tabla 6.1: Factores de corrección para elementos adicionales

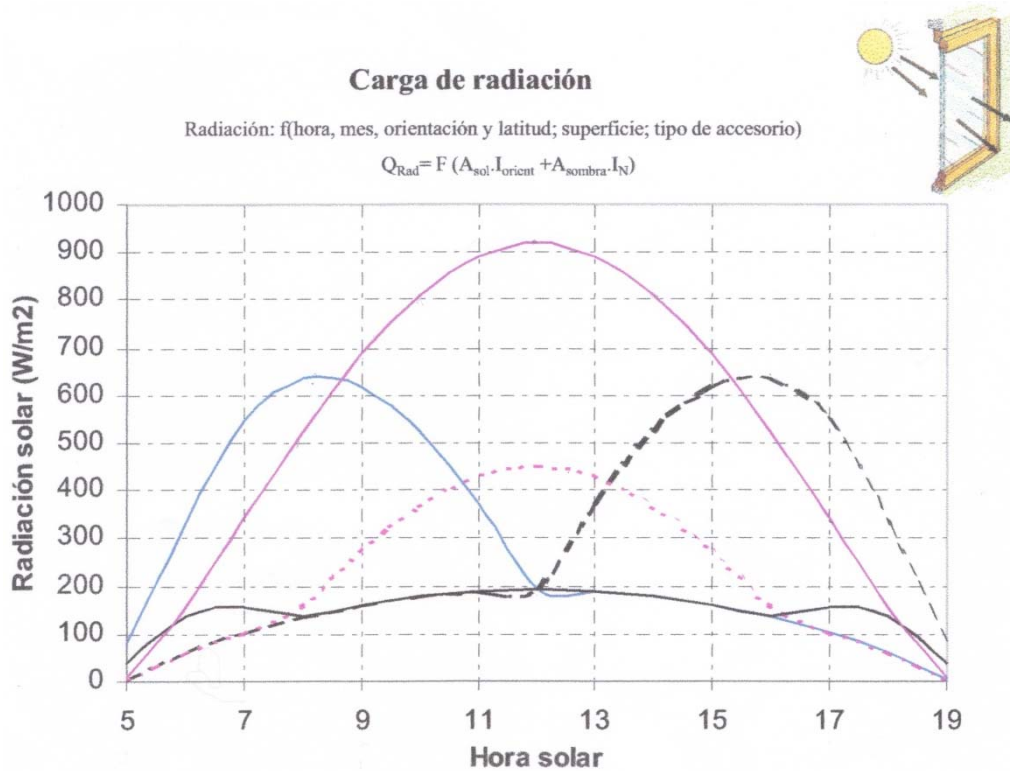


Figura 6.1: Comportamiento de la radiación por horas

Ahora pasaremos al cálculo de la última carga térmica, la carga interna, que se compone de la carga de ocupación, iluminación y equipos.

Para el cálculo de la carga de ocupación utilizaremos las siguientes expresiones:

$$Q_{os} = Q_{ps} * N_p * f_{sim}$$

Fórmula de ocupación sensible.

- Q_{ps} carga sensible de cada persona (60 [W]).
- N_p número de personas que ocupan el local estudiado.
- f_{sim} factor de simultaneidad.

$$Q_{ol} = Q_{pl} * N_p * f_{sim}$$

Fórmula de ocupación latente.

- Q_{pl} carga latente de cada persona (70 [W]).

Para obtener la carga de iluminación se consigue con la siguiente expresión:

$$Q_I = P_{il} * A$$

- P_{il} potencia de iluminación.
- A área de iluminación.

Y por último calcularemos las cargas de equipos, que son indicadas por el fabricante del equipo.

Con todo ello obtenemos las cargas térmicas de refrigeración.

Lo primero que realizamos es calcular los coeficientes globales de transferencia de calor del muro, el suelo, la cubierta, ventanas y puertas, que hayan cambiado, debido al cambio de sentido del flujo de calor.

En todos los cerramientos verticales, los coeficientes globales de transferencia de calor son iguales que en la demanda de calor, ya que no cambian ninguna de las resistencias de las capas que conforman los cerramientos, debido a que el sentido del flujo de calor no influye en ellas. Por lo tanto los coeficientes globales de transferencia de calor del muro y puertas no cambian.

En cambio en todos los cerramientos horizontales o con una inclinación menor a 60º, su coeficiente global de transferencia de calor sí que cambia, ya que las resistencias térmicas superficiales cambian al cambiar el sentido del flujo de calor, el resto de resistencias de las capas que componen el cerramiento no cambian. Por lo tanto hay que calcular el coeficiente global de transferencia de calor de la cubierta y de las ventanas. La del suelo no, ya que la carga de transmisión del suelo no se tiene en cuenta para calcular la demanda de frío.

- Coeficiente global de transferencia de calor de la cubierta:

$$U_{Cubierta} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \left(\frac{e_i}{k_i} \right) + \frac{1}{h_e}}$$

- Coeficiente global de transferencia de calor de las ventanas:

$$U_{Ventana} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \left(\frac{e_i}{k_i} \right) + \frac{1}{h_e}}$$

A continuación empezamos a calcular las cargas térmicas. Empezamos con las de transmisión. Primero calcularemos por separado según el coeficiente global de transferencia de calor y luego las sumaremos, para obtener la carga de transmisión total.

- Muro:

$$Q_{Muro} = U_{Muro} \cdot A_{Muro} \cdot (T_i - T_e)$$

- Suelo:

$$Q_{Suelo} = U_{Suelo} \cdot A_{Suelo} \cdot (T_i - T_{terreno})$$

- Cubierta:

$$Q_{Cubierta} = U_{Cubierta} \cdot A_{Cubierta} \cdot (T_i - T_e)$$

- Ventanas:

$$Q_{Ventanas} = U_{Ventanas} \cdot A_{Ventanas} \cdot (T_i - T_e)$$

- Puertas:

$$Q_{Puertas} = U_{Puertas} \cdot A_{Puertas} \cdot (T_i - T_e)$$

- Carga térmica de transmisión total:

$$Q_{Total\ trans} = Q_{Muro} + Q_{Suelo} + Q_{Cubierta} + Q_{Ventanas} + Q_{Puertas}$$

Una vez obtenidas la carga térmica de transmisión, pasamos a calcular la carga térmica de ventilación. La carga térmica de ventilación se divide en dos, sensible y latente.

- Sensible:

$$Q_{vs} = m_{vs} \cdot C_{Pa} \cdot (T_i - T_e) = \dot{V}_{vs} \cdot \rho_a \cdot C_{Pa} \cdot (T_i - T_e)$$

- Latente:

$$Q_{vl} = \dot{V}_{vl} \cdot \rho_a \cdot h_{fg} \cdot (\varpi_i - \varpi_e)$$

- Carga de ventilación total:

$$Q_{Total\ vent} = Q_{vs} + Q_{vl}$$

Obtenidas las cargas de ventilación pasamos a calcular la carga de infiltraciones, que al igual que la de ventilación se divide en sensible y latente.

- Sensible:

$$Q_{is} = m_{is} \cdot C_{Pa} \cdot (T_i - T_e) = \dot{V}_{is} \cdot \rho_a \cdot C_{Pa} \cdot (T_i - T_e)$$

- Latente:

$$Q_{il} = \dot{V}_{il} \cdot \rho_a \cdot h_{fg} \cdot (\varpi_i - \varpi_e)$$

- Carga de ventilación total:

$$Q_{Total\ inf} = Q_{is} + Q_{il}$$

Ahora pasamos a calcular las dos últimas cargas térmicas que componen la carga de refrigeración la carga de radiación y las cargas internas.



Empezaremos con la carga de radiación.

- Carga de radiación:

$$Q_{Rad} = I * A_{Ventanas} * f$$

Y por último las cargas internas que se componen, de las cargas de iluminación, ocupación (que se divide en sensible y latente) y la de equipos.

- Carga de iluminación:

$$Q_I = P_{il} * A_{iluminación}$$

- Carga de ocupación:

$$Q_o = Q_{os} + Q_{pl}$$

- Carga de ocupación sensible:

$$Q_{os} = Q_{ps} * N_p * f_{sim}$$

- Carga de ocupación latente:

$$Q_{ol} = Q_{pl} * N_p * f_{sim}$$

- Carga de equipos:

$$Q_{equipos} = A \text{ la suma del calor que desprende cada equipo}$$

7 Cálculo de la máquina de absorción

Para calcular la máquina de absorción utilizaremos:

- Balances de masa.
- Balances de energía.
- Diagrama P-t-x de BrLi-H₂O.
- Diagrama h-t-x de BrLi-H₂O.
- Diagrama P-h de H₂O.

Realizando los balances de energía y de masa a los diferentes componentes obtenemos:

- Absorbedor
 - Balance de masa global: $\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_8$
 - Balance de masa del absorbente (LiBr):

$$\dot{m}_5 * X_5 = \dot{m}_8 * X_8 + \dot{m}_4 * X_4$$

$X_4 = 0$ Porque es solo refrigerante

- Balance de energía:

$$\dot{Q}_{abs} + \dot{m}_5 * h_5 = \dot{m}_4 * h_4 + \dot{m}_8 * h_8$$

- Generador
 - Balance de masa global: $\dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_7$
 - Balance de masa del absorbente:

$$\dot{m}_6 * X_6 = \dot{m}_1 * X_1 + \dot{m}_7 * X_7$$

$X_1 = 0$ Porque es solo refrigerante

- Balance de energía:

$$\dot{Q}_{gen} + \dot{m}_6 * h_6 = \dot{m}_7 * h_7 + \dot{m}_1 * h_1$$

- Bomba
 - Isoentrópica: $h_{5'} = h_5$
- Recuperador
 - Eficiencia:

$$\varepsilon = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_5}$$

- Balance de energía:

$$(\dot{m}_d - \dot{m}_r) * (h_7 - h_8) = \dot{m}_d * (h_6 - h_5)$$

- Válvula

- Isoentrópica: $h_{8'} = h_8$

- Condensador

- Balance de masa: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r$
- Primer principio de la termodinámica:

$$\frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_r} = h_1 - h_2$$

- Válvula:

- Balance de masa: $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r$
- Primer principio de la termodinámica: $h_2 = h_3$

- Evaporador

- Balance de masa: $\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}$
- Primer principio de la termodinámica:

$$\frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_r} = h_3 - h_4$$

A continuación expongo los pasos seguidos para el cálculo de la máquina de absorción.

Lo primero ponemos las hipótesis y condiciones.

- $X_1 = X_2 = X_3 = X_4 = 0$ y $X_5 = X_6 < X_7 = X_8$
 - X: Concentración de absorbente.
- Puntos 5 y 7 son disolución saturada.
- $P_{gen} = P_{cond}$ y $P_{evap} = P_{abs}$
 - P: Presión
- Suponemos $T_{abs} = T_{cond}$ porque el absorbedor y el condensador ceden calor a un ambiente con la misma temperatura.
 - T: Temperatura.
- $P_5 = P_{abs}$ y $T_5 = T_{abs}$
- Suponemos que las dos salidas del generador están a la misma temperatura $T_1 = T_7$.
- Bomba ideal isoentrópica: $h_{5'} \simeq h_5$ y $T_{5'} = T_5$.
- Proceso isoentrópico en las válvulas de expansión: $h_{8'} \simeq h_8 \Rightarrow T_{8'} = T_8$ y $h_3 \simeq h_2$.

- La eficiencia del recuperador está entre el 70% y el 80%. He supuesto una eficiencia del 70% $\varepsilon = 0.7$.

A continuación obtenemos las temperaturas de operación: Temperatura de evaporación y de condensación.

$$T_{cond} = T_H + 15^\circ\text{C} \quad T_{evap} = T_C - 15^\circ\text{C}$$

Con la temperatura del condensador y la del evaporador, me introduzco en el diagrama P-t-x de BrLi-H₂O y obtengo la presión del evaporador, absorbedor, condensador y generador.

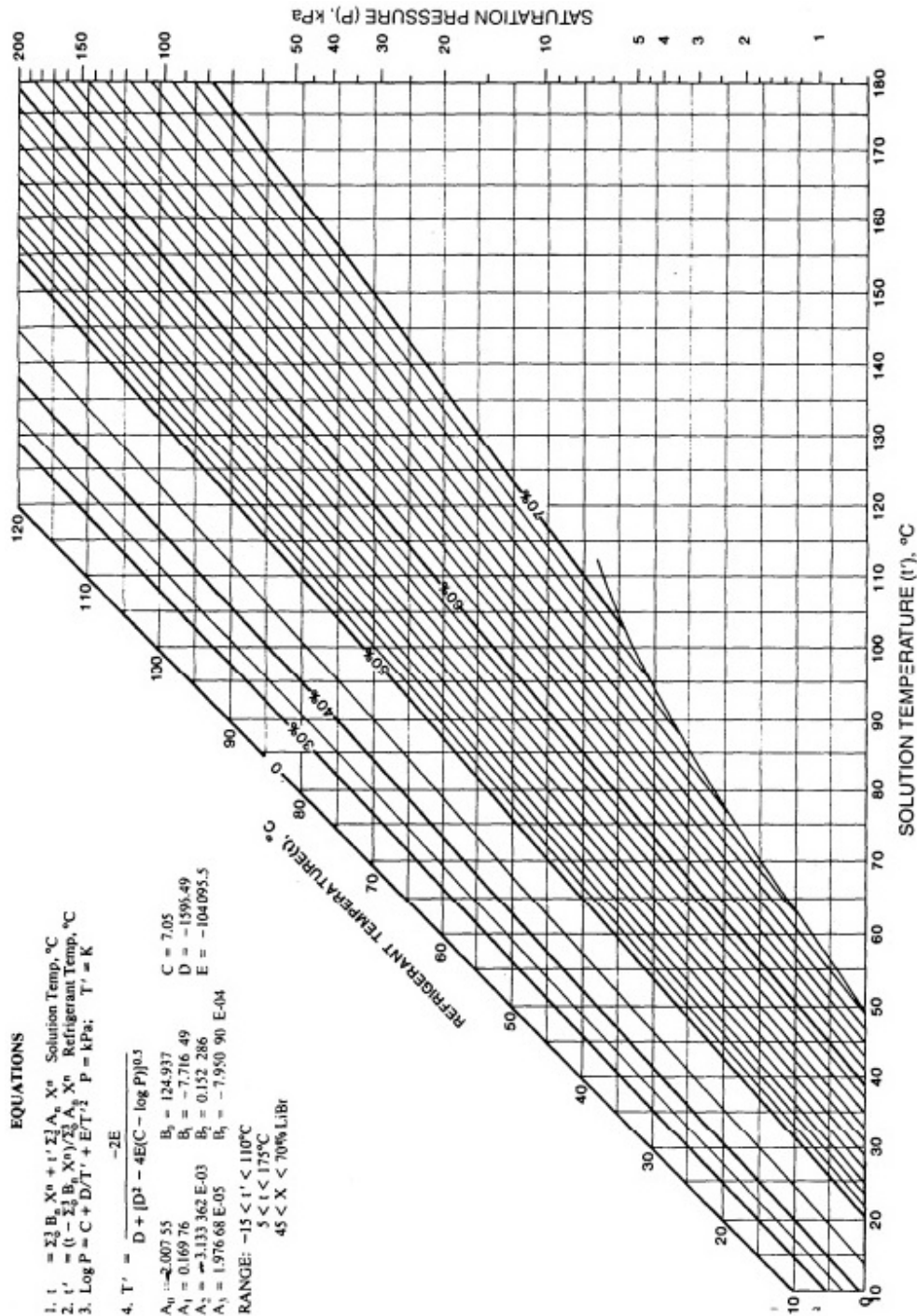


Figura 7.1: Diagrama P-t-x de BrLi-H₂O.

$$\left. \begin{array}{l} T_{\text{evap}} \\ T_{\text{abs}} = T_{\text{cond}} = T_5 \end{array} \right\} \rightarrow \text{Diagrama } p - t - x (\text{BrLi} - \text{H}_2\text{O}) \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} P_{\text{evap}} = P_{\text{abs}} = P_5 \\ p_{\text{cond}} = P_{\text{gen}} \end{array} \right.$$

Con la presión y temperatura del punto 5 entramos en el diagrama p-t-x de BrLi-H₂O y obtenemos la concentración del absorbente en el punto 5.

$$\left. \begin{array}{l} T_5 \\ P_5 \\ \text{Disolución saturada} \end{array} \right\} \rightarrow \text{Diagrama } p - t - x (\text{BrLi} - \text{H}_2\text{O}) \rightarrow X_5$$

Con la concentración del absorbente obtenida y la temperatura que ya habíamos calculado del punto 5, nos introducimos en el diagrama h-t-x de BrLi-H₂O para obtener la entalpía del punto 5.

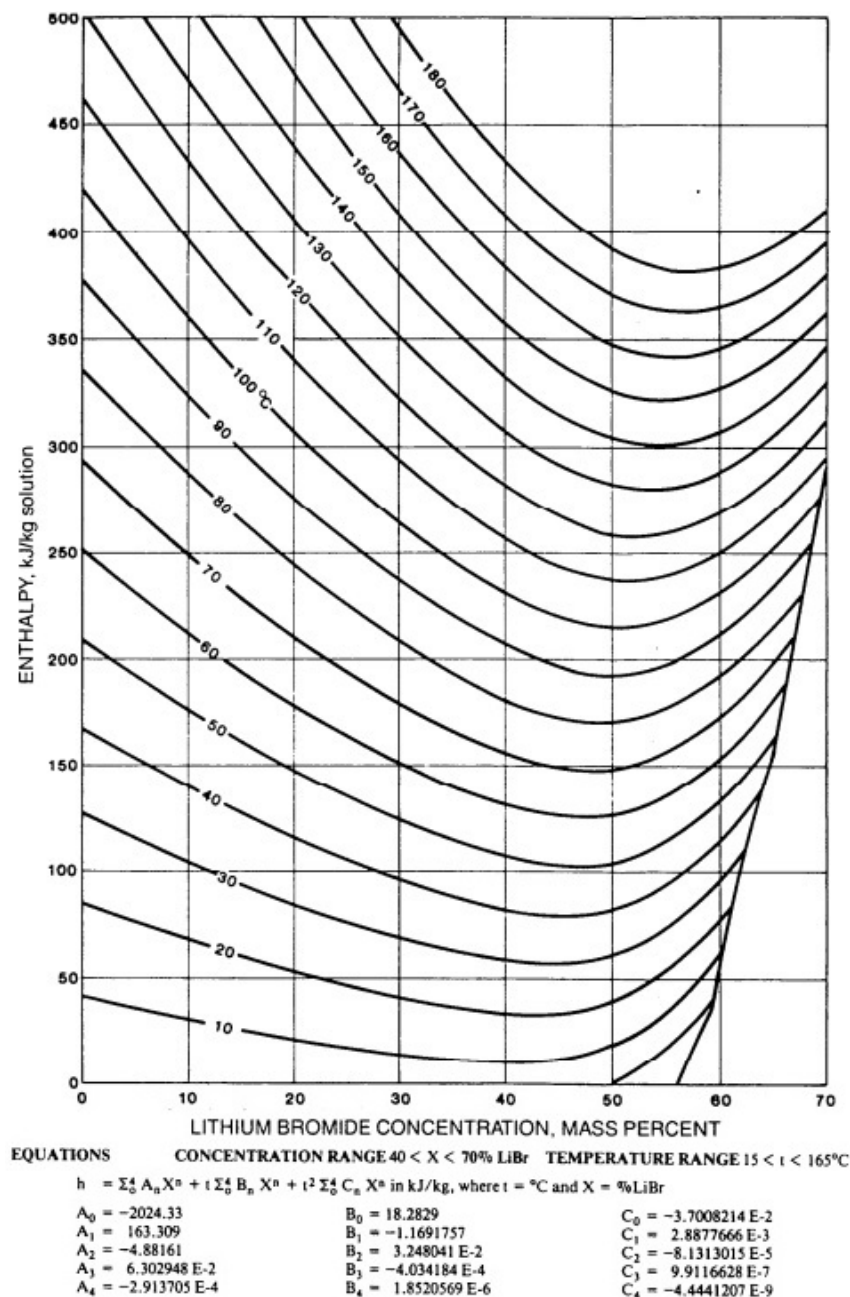


Figura 7.2: Diagrama h-t-x de BrLi-H₂O.

$$\left. \begin{matrix} T_5 \\ X_5 \end{matrix} \right\} \rightarrow \text{Diagrama } h - t - x (\text{BrLi} - \text{H}_2\text{O}) \rightarrow h_5$$

Ahora pasamos a calcular los puntos 2, 3 y 4. Sabiendo:

- $P_2 = P_{\text{cond}} = P_{\text{gen}}$.
- $P_4 = P_{\text{eva}} = P_{\text{abs}}$.

$$\left. \begin{matrix} P_2 \\ \text{Líquido saturado} \end{matrix} \right\} \rightarrow \text{Diagrama } p - h (\text{H}_2\text{O}) \rightarrow h_2$$

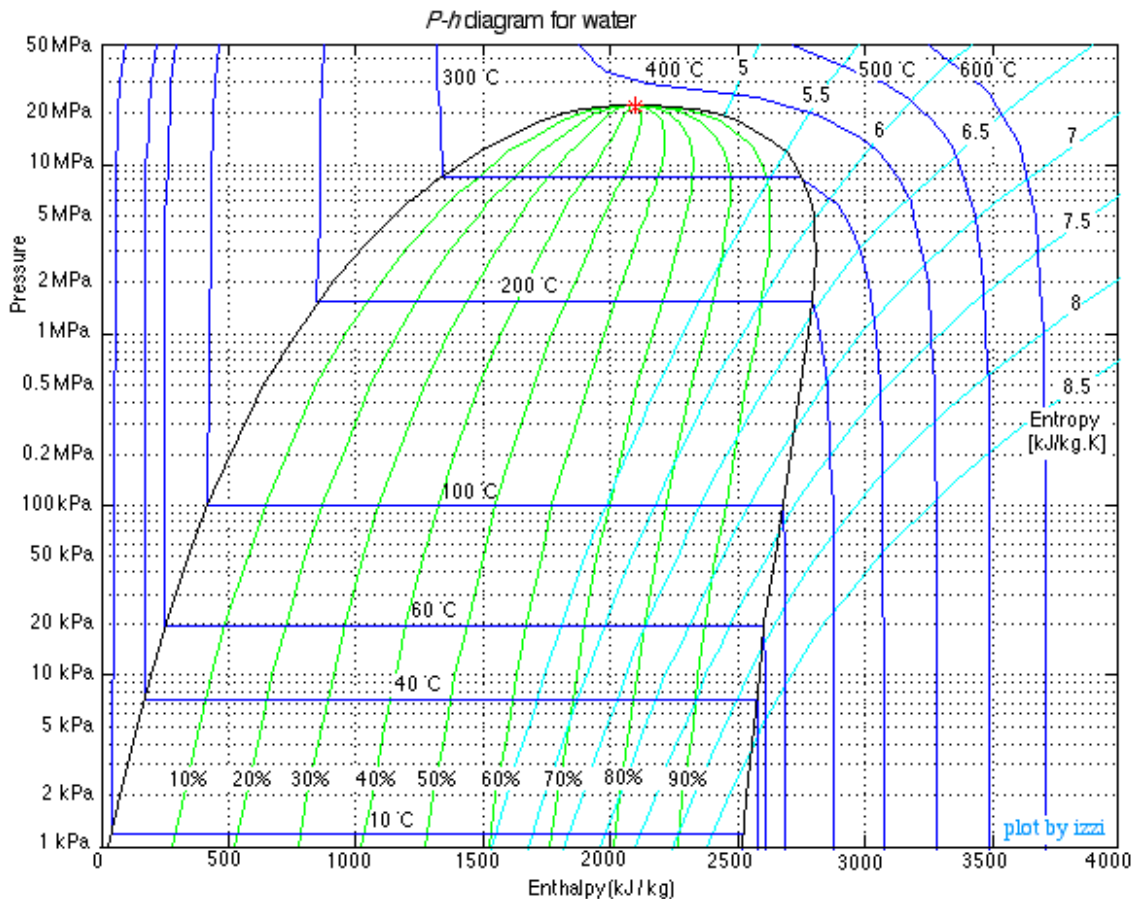


Figura 7.3: Diagrama p-h de H₂O.

Por ser un proceso isoentrópico la válvula de expansión:

$$h_3 = h_2$$

Seguimos con el punto 4

$$\left. \begin{matrix} P_4 \\ \text{Vapor saturado} \end{matrix} \right\} \rightarrow \text{Diagrama } p - h (\text{H}_2\text{O}) \rightarrow h_4$$

Una vez obtenido las entalpías de estos punto. Podemos pasar a calcular el gasto másico de refrigerante. Sabiendo:

- Realizando un balance de energía en el evaporador obtenemos la siguiente expresión.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r(h_4 - h_3)$$

– \dot{m}_r : Gasto másico de refrigerante.

- Y que \dot{Q}_{evap} es igual a la demanda de frío obtenida anteriormente.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r(h_4 - h_3) \Rightarrow \dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_4 - h_3)}$$

Ahora que ya tenemos el gasto másico de refrigerante, pasamos a obtener el gasto másico de disolución, para ello hay que saber que la relación entre refrigerante y disolución, que para este tipo máquina de absorción, que funcionan con BrLi-H₂O (Bromuro de Litio/ Agua), es $\dot{m}_d/\dot{m}_r = [10, 15]$. Para la realización de estos cálculos he supuesto que $\dot{m}_d/\dot{m}_r = 12$. Con lo que el gasto másico de disolvente es:

$$\dot{m}_d = 12 \cdot \dot{m}_r$$

Una vez conocido los gastos másicos de refrigerante y disolución, pasamos a calcular el punto 7. Para lo que hay que saber:

- $\dot{m}_6 = \dot{m}_d$
- $\dot{m}_1 = \dot{m}_r$

Realizando un balance de masa global en el generador, para obtener el gasto másico del punto 7.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_7 \Rightarrow \dot{m}_7 = \dot{m}_6 - \dot{m}_1$$

Ahora hago un balance de masa al absorbente en el generador, para calcular la concentración del absorbente en el punto 7. Sabiendo:

- $X_6 = X_5$
- $X_1 = 0$

$$\dot{m}_6 \cdot X_6 = \dot{m}_1 \cdot X_1 + \dot{m}_7 \cdot X_7 \Rightarrow X_7 = \frac{\dot{m}_6 \cdot X_6}{\dot{m}_7}$$

Con la concentración del absorbente obtenida y la presión del punto 7, vamos al diagrama p-t-x de BrLi-H₂O, para calcular la temperatura del punto 7.

$$\left. \begin{matrix} X_7 \\ P_7 = P_{gen} \end{matrix} \right\} \rightarrow \text{Diagrama } p - t - x \text{ (BrLi - H}_2\text{O)} \rightarrow T_7$$

Y con la temperatura y la concentración del absorbente, nos introducimos en el diagrama h-t-x de BrLi-H₂O, para obtener la entalpía del punto 7.

$$\left. \begin{matrix} T_7 \\ X_7 \end{matrix} \right\} \rightarrow \text{Diagrama } h - t - x \text{ (BrLi} - \text{H}_2\text{O)} \rightarrow h_7$$

Ahora pasamos a calcular el punto 8. Lo primero que calcularemos del punto 8 es su temperatura. Y lo haremos utilizando la eficiencia del recuperador, cuyo valor es $\varepsilon = 0,7$.

$$\varepsilon = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_5} \Rightarrow T_8 = T_7 - \varepsilon \cdot (T_7 - T_5)$$

Con la temperatura y la concentración del absorbente del punto 8, vamos al diagrama h-t-x de BrLi-H₂O, para obtener la entalpía del punto 8.

$$\left. \begin{matrix} T_8 \\ X_8 = X_7 \end{matrix} \right\} \rightarrow \text{Diagrama } h - t - x \text{ (BrLi} - \text{H}_2\text{O)} \rightarrow h_8$$

Ya solo nos queda calcular los puntos 1 y 6. Empezaremos por el 6. Para ello realizaremos un balance de energía en el recuperador, para obtener la entalpía del punto 6.

$$\begin{aligned} (\dot{m}_d - \dot{m}_r) \cdot (h_7 - h_8) &= \dot{m}_d \cdot (h_6 - h_5) \\ h_6 &= \frac{(\dot{m}_d - \dot{m}_r) \cdot (h_7 - h_8) + \dot{m}_d \cdot h_5}{\dot{m}_d} \end{aligned}$$

Con la entalpía y la concentración del absorbente del punto 6, nos introducimos en el diagrama h-t-x de BrLi-H₂O, para obtener la temperatura del punto 6.

$$\left. \begin{matrix} h_6 \\ X_6 = X_5 \end{matrix} \right\} \rightarrow \text{Diagrama } h - t - x \text{ (BrLi} - \text{H}_2\text{O)} \rightarrow T_6$$

Ahora pasamos a calcular el último punto, el punto 1. Con la temperatura y la presión del punto 1, nos metemos en el diagrama p-h de H₂O y calculamos la entalpía del punto 1.

$$\left. \begin{matrix} T_1 = T_7 \\ P_1 = P_{gen} \end{matrix} \right\} \rightarrow \text{Diagrama } p - h \text{ (H}_2\text{O)} \rightarrow h_1$$

Una vez obtenido todos los puntos, hacemos balance de energía por separado en el generador, condensador y absorbedor, para calcular el calor que desprenden (\dot{Q}_{abs} , \dot{Q}_{cond}) o necesitamos aportar (\dot{Q}_{gen}).

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_6 \cdot h_6$$

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_5 \cdot h_5$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r (h_1 - h_2)$$

8 Resultados

En este apartado mostrare, los resultados obtenidos.

8.1 Demanda de calor

	Carga de transmisión	Carga de infiltración	Carga de ventilación	Total
Q [W]	1.874.238	166.736	333.470	2.374.445

8.2 Demanda de frío

	Carga de transmisión	Carga de infiltración	Carga de ventilación	Carga por radiación	Cargas internas	Total
Q [W]	655.131	108.058	216.116	728.069	1.480.841	3.188.215

8.3 Cálculo de la máquina de absorción

Temperatura exterior [°C]	Temperatura interior [°C]	Temperatura Condensador [°C]	Temperatura evaporizador [°C]	Temperatura absorvedor [°C]	Presión del condensador [KPa]
35	25	50	10	50	13,3

Presión del evaporador [KPa]	Presión del generador [KPa]	Presión del absorvedor [KPa]	Presión del pto 5 [KPa]	Temperatura del pto 5 [°C]	X ₅
1,2	13,3	1,2	1,2	50	0,6

Entalpía pto 5 h ₅ [KJ/Kg]	Presión del pto 4 [KPa]	Entalpía pto 4 h ₄ [KJ/Kg]	Presión del pto 2 [KPa]	Entalpía pto 2 h ₂ [KJ/Kg]	Entalpía pto 3 h ₃ [KJ/Kg]
130	1,2	2.517	13,3	215	215

Calor del evaporador Q_{evap} [W]	Calor del evaporador Q_{evap} [KW]	Flujo masico de refrigerante m_r [Kg/s]	m_d/m_r	Flujo masico dedisolucion m_d [Kg/s]	Flujo masico del pto 6 m_6 [Kg/s]
3.188.215	3188	1,38	12	16,62	16,62

Flujo masico del pto 1 m_1 [Kg/s]	Flujo masico del pto 7 m_7 [Kg/s]	X_6	X_7	Temperatura del pto 7 T_7 [°C]	Entalpía pto 7 h_7 [KJ/Kg]
1,38	15,23	0,6	0,655	110	270

Rendimiento del recuperador ε	Temperatura del pto 8 T_8 [°C]	X_8	Entalpía pto 8 h_8 [KJ/Kg]	Entalpía pto 6 h_6 [KJ/Kg]	Temperatura del pto 6 T_6 [°C]
0,7	68	0,655	195	198,75	84

Presión del pto 1 [KPa]	Temperatura del pto 1 T_1 [°C]	Entalpía pto 1 h_1 [KJ/Kg]	Flujo masico del pto 4 m_4 [Kg/s]	Flujo masico del pto 5 m_5 [Kg/s]	Flujo masico del pto 8 m_8 [Kg/s]
13,3	110	2706	1,38	16,62	15,23

Calor del generador Q_{gen} [KW]	Calor del condensador Q_{cond} [KW]	Calor del absorvedor Q_{abs} [KW]	COP
4557,96	3449,98	4296,20	0,70

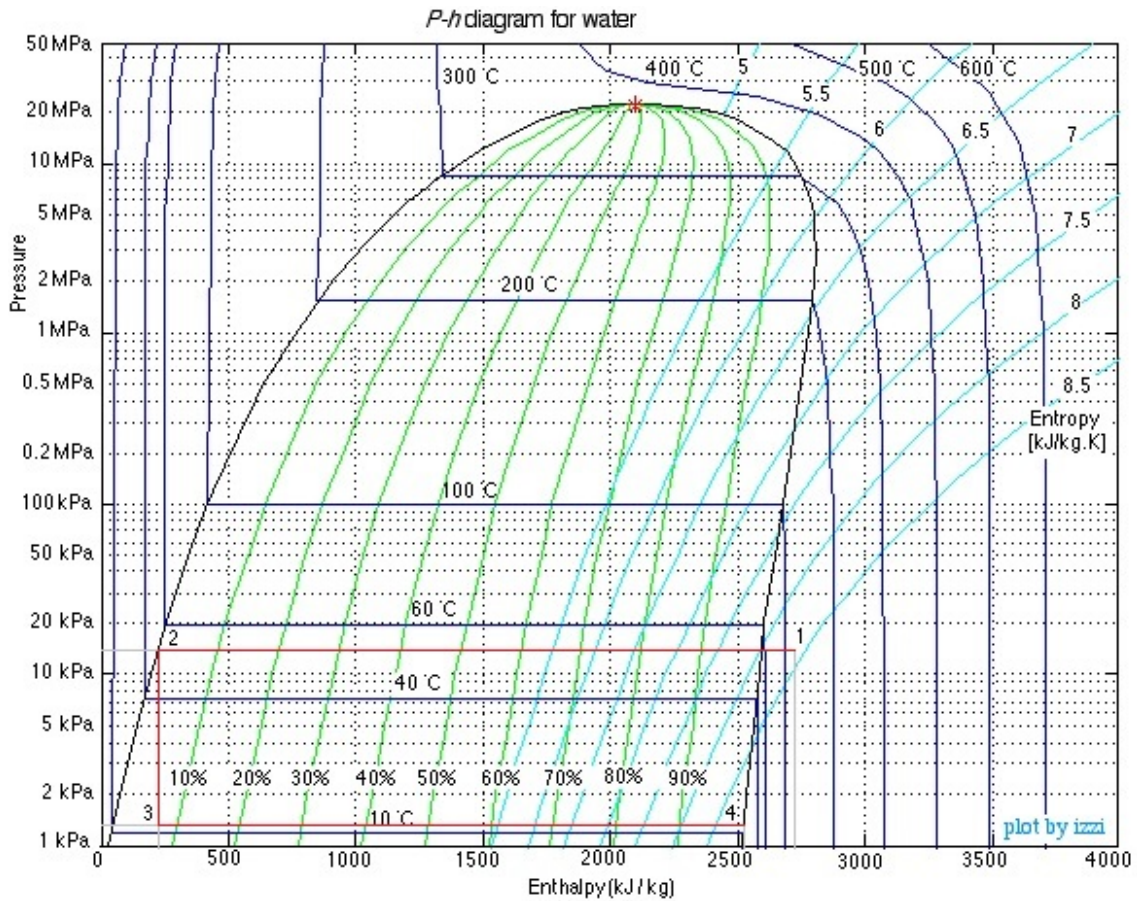


Figura 8.3.1: Diagrama *p-h* de H₂O del ciclo

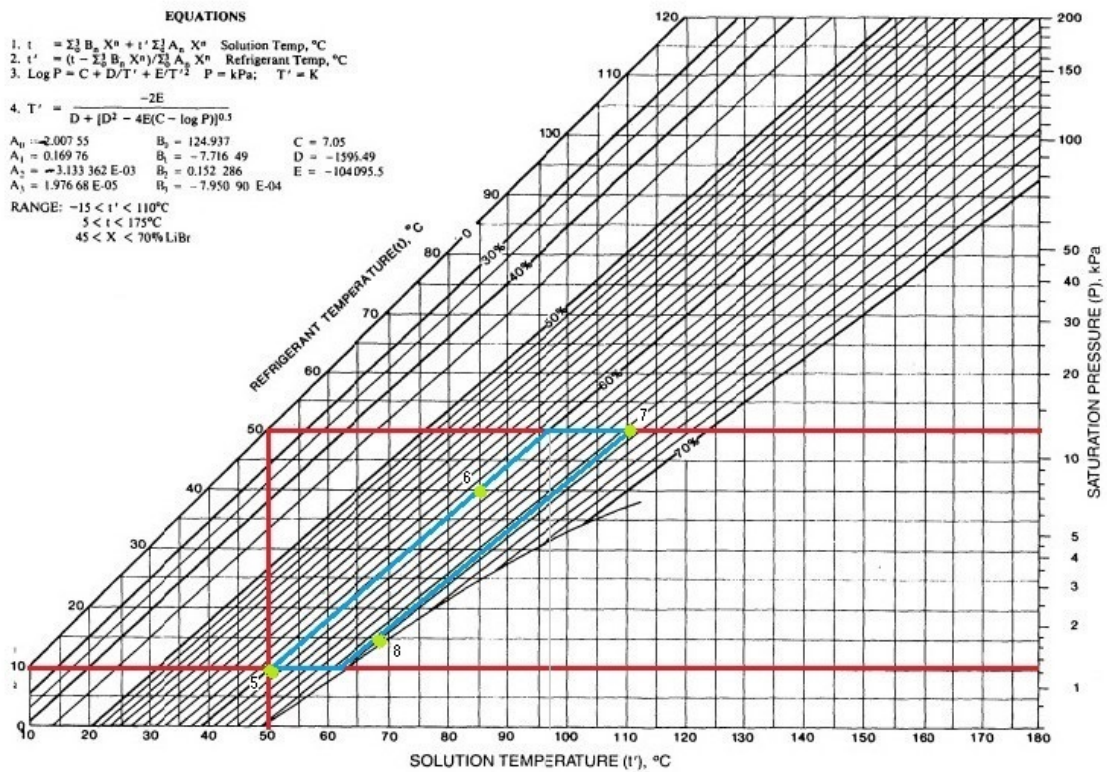


Figura 8.3.2: Diagrama *P-t-x* de BrLi-H₂O del ciclo

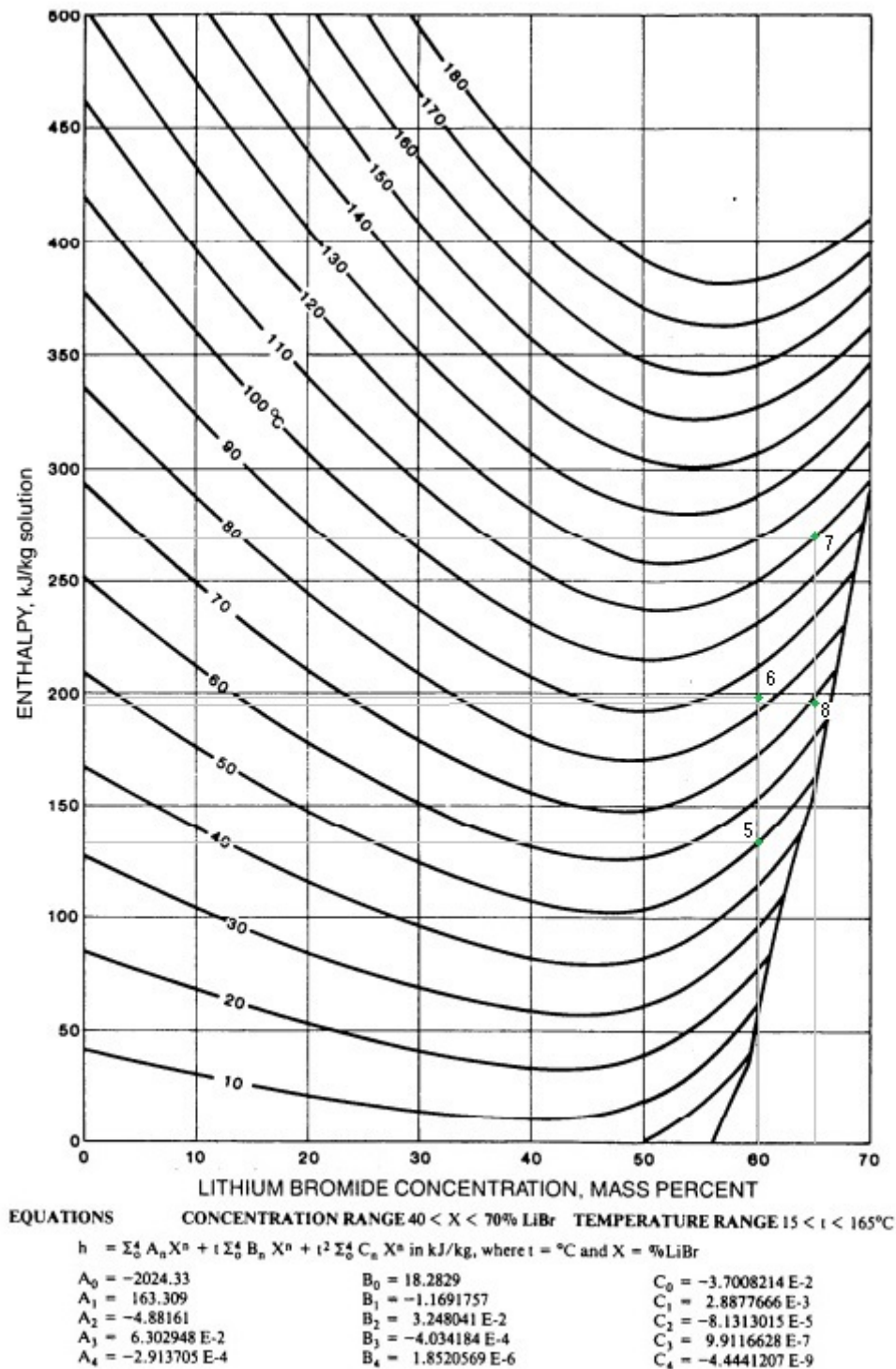


Figura 8.3.3: Diagrama h-t-x de BrLi-H₂O

8.4 Demanda de calor por hora

Hora	Temperatura [°C]	Carga de transmisión [W]	Carga de infiltración [W]	Carga de ventilación [W]	Total [W]
7:00	1	1.548.284	144.756	289.800	1.982.840
8:00	3	1.385.307	133.766	267.965	1.787.038
9:00	5	1.222.329	122.776	246.130	1.591.235
10:00	6	1.140.841	117.281	235.213	1.493.334
11:00	7	1.059.352	111.785	224.295	1.395.433
12:00	8	977.864	106.290	213.378	1.297.532
13:00	9	896.375	100.795	202.460	1.199.630
14:00	10	814.886	95.300	191.543	1.101.729
15:00	11	733.398	89.805	180.625	1.003.828
16:00	11	733.398	89.805	180.625	1.003.828
17:00	10	814.886	95.300	191.543	1.101.729
18:00	10	814.886	95.300	191.543	1.101.729
19:00	9	896.375	100.795	202.460	1.199.630
20:00	8	977.864	106.290	213.378	1.297.532
21:00	7	1.059.352	111.785	224.295	1.395.433
22:00	6	1.140.841	117.281	235.213	1.493.334
23:00	6	1.140.841	117.281	235.213	1.493.334
0:00	5	1.222.329	122.776	246.130	1.591.235
1:00	5	1.222.329	122.776	246.130	1.591.235
2:00	4	1.303.818	128.271	257.048	1.689.136
3:00	3	1.385.307	133.766	267.965	1.787.038
4:00	3	1.385.307	133.766	267.965	1.787.038
5:00	2	1.466.795	139.261	278.883	1.884.939
6:00	2	1.466.795	139.261	278.883	1.884.939



8.5 Demanda de frío por hora

Hora	Temperatura [°C]	Carga de transmisión [W]	Carga de infiltración [W]	Carga de ventilación [W]	Carga por radiación [W]	Cargas internas [W]	Toral [W]
7:00	17	0	62.293	126.137	0	1.480.841	1.669.271
8:00	18	0	62.293	126.137	161.793	1.480.841	1.831.064
9:00	20	0	62.293	126.137	283.138	1.480.841	1.952.409
10:00	22	0	62.293	126.137	404.483	1.480.841	2.073.754
11:00	24	0	62.293	126.137	566.276	1.480.841	2.235.547
12:00	26	65.513	66.869	135.135	647.172	1.480.841	2.395.531
13:00	28	196.539	76.022	153.131	728.069	1.480.841	2.634.603
14:00	30	327.566	85.176	171.127	728.069	1.480.841	2.792.778
15:00	32	458.592	94.329	189.122	728.069	1.480.841	2.950.953
16:00	33	524.105	98.905	198.120	647.172	1.480.841	2.949.144
17:00	34	589.618	103.482	207.118	566.276	1.480.841	2.947.335
18:00	35	655.131	108.058	216.116	404.483	1.480.841	2.864.629
19:00	35	655.131	108.058	216.116	283.138	1.480.841	2.743.284
20:00	34	589.618	103.482	207.118	161.793	1.480.841	2.542.852
21:00	33	524.105	98.905	198.120	0	1.480.841	2.301.971
22:00	32	458.592	94.329	189.122	0	1.480.841	2.222.884
23:00	30	327.566	85.176	171.127	0	1.480.841	2.064.709
0:00	28	196.539	76.022	153.131	0	1.480.841	1.906.534
1:00	26	65.513	66.869	135.135	0	1.480.841	1.748.359
2:00	24	0	62.293	126.137	0	1.480.841	1.669.271
3:00	22	0	62.293	126.137	0	1.480.841	1.669.271
4:00	20	0	62.293	126.137	0	1.480.841	1.669.271
5:00	18	0	62.293	126.137	0	1.480.841	1.669.271
6:00	17	0	62.293	126.137	0	1.480.841	1.669.271

8.6 Cálculo de la máquina de absorción por hora

Hora	Temperatura exterior [°C]	Temperatura interior [°C]	Temperatura Condensador [°C]	Temperatura evaporizador [°C]	Temperatura absorbedor [°C]
7:00	17	25	32	10	32
8:00	18	25	33	10	33
9:00	20	25	35	10	35
10:00	22	25	37	10	37
11:00	24	25	39	10	39
12:00	26	25	41	10	41
13:00	28	25	43	10	43
14:00	30	25	45	10	45
15:00	32	25	47	10	47
16:00	33	25	48	10	48
17:00	34	25	49	10	49
18:00	35	25	50	10	50
19:00	35	25	50	10	50
20:00	34	25	49	10	49
21:00	33	25	48	10	48
22:00	32	25	47	10	47
23:00	30	25	45	10	45
0:00	28	25	43	10	43
1:00	26	25	41	10	41
2:00	24	25	39	10	39
3:00	22	25	37	10	37
4:00	20	25	35	10	35
5:00	18	25	33	10	33
6:00	17	25	32	10	32



Hora	Presión del condensador[KPa]	Presión del evaporador [KPa]	Presión del generador [KPa]	Presión del absorbedor [KPa]	Presión del pto 5 [KPa]
7:00	5	1,2	5	1,2	1,2
8:00	5,5	1,2	5,5	1,2	1,2
9:00	5,9	1,2	5,9	1,2	1,2
10:00	6,5	1,2	6,5	1,2	1,2
11:00	7	1,2	7	1,2	1,2
12:00	8	1,2	8	1,2	1,2
13:00	9	1,2	9	1,2	1,2
14:00	9,9	1,2	9,9	1,2	1,2
15:00	11	1,2	11	1,2	1,2
16:00	11,9	1,2	11,9	1,2	1,2
17:00	12,8	1,2	12,8	1,2	1,2
18:00	13,3	1,2	13,3	1,2	1,2
19:00	13,3	1,2	13,3	1,2	1,2
20:00	12,8	1,2	12,8	1,2	1,2
21:00	11,9	1,2	11,9	1,2	1,2
22:00	11	1,2	11	1,2	1,2
23:00	9,9	1,2	9,9	1,2	1,2
0:00	9	1,2	9	1,2	1,2
1:00	8	1,2	8	1,2	1,2
2:00	7	1,2	7	1,2	1,2
3:00	6,5	1,2	6,5	1,2	1,2
4:00	5,9	1,2	5,9	1,2	1,2
5:00	5,5	1,2	5,5	1,2	1,2
6:00	5	1,2	5	1,2	1,2

Hora	Temperatura del pto 5 [°C]	X_5	Entalpía pto 5 h_5 [KJ/Kg]	Presión del pto 4 [KPa]	Entalpía pto 4 h_4 [KJ/Kg]
7:00	32	0,5	65	1,2	2.517
8:00	33	0,51	67	1,2	2.517
9:00	35	0,525	72	1,2	2.517
10:00	37	0,535	80	1,2	2.517
11:00	39	0,54	85	1,2	2.517
12:00	41	0,555	95	1,2	2.517
13:00	43	0,565	105	1,2	2.517
14:00	45	0,575	111	1,2	2.517
15:00	47	0,58	118	1,2	2.517
16:00	48	0,585	121	1,2	2.517
17:00	49	0,59	125	1,2	2.517
18:00	50	0,6	130	1,2	2.517
19:00	50	0,6	130	1,2	2.517
20:00	49	0,59	125	1,2	2.517
21:00	48	0,585	121	1,2	2.517
22:00	47	0,58	118	1,2	2.517
23:00	45	0,575	111	1,2	2.517
0:00	43	0,565	105	1,2	2.517
1:00	41	0,555	95	1,2	2.517
2:00	39	0,54	85	1,2	2.517
3:00	37	0,535	80	1,2	2.517
4:00	35	0,525	72	1,2	2.517
5:00	33	0,51	67	1,2	2.517
6:00	32	0,5	65	1,2	2.517

Hora	Presión del pto 2 [KPa]	Entalpía pto 2 h_2 [KJ/Kg]	Entalpía pto 3 h_3 [KJ/Kg]	Calor del evaporador Q_{evap} [W]	Calor del evaporador Q_{evap} [KW]
7:00	5	138	138	1.669.271	1669
8:00	5,5	145	145	1.831.064	1831
9:00	5,9	150	150	1.952.409	1952
10:00	6,5	158	158	2.073.754	2074
11:00	7	164	164	2.235.547	2236
12:00	8	174	174	2.395.531	2396
13:00	9	183	183	2.634.603	2635
14:00	9,9	190	190	2.792.778	2793
15:00	11	197	197	2.950.953	2951
16:00	11,9	203	203	2.949.144	2949
17:00	12,8	211	211	2.947.335	2947
18:00	13,3	215	215	2.864.629	2865
19:00	13,3	215	215	2.743.284	2743
20:00	12,8	211	211	2.542.852	2543
21:00	11,9	203	203	2.301.971	2302
22:00	11	197	197	2.222.884	2223
23:00	9,9	190	190	2.064.709	2065
0:00	9	183	183	1.906.534	1907
1:00	8	174	174	1.748.359	1748
2:00	7	164	164	1.669.271	1669
3:00	6,5	158	158	1.669.271	1669
4:00	5,9	150	150	1.669.271	1669
5:00	5,5	145	145	1.669.271	1669
6:00	5	138	138	1.669.271	1669

Hora	Flujo masico de refrigerante m_r [Kg/s]	m_d/m_r	Flujo masico dedisolucion m_d [Kg/s]	Flujo masico del pto 6 m_6 [Kg/s]	Flujo masico del pto 1 m_1 [Kg/s]
7:00	0,70	12	8,42	8,42	0,70
8:00	0,77	12	9,26	9,26	0,77
9:00	0,82	12	9,90	9,90	0,82
10:00	0,88	12	10,55	10,55	0,88
11:00	0,95	12	11,40	11,40	0,95
12:00	1,02	12	12,27	12,27	1,02
13:00	1,13	12	13,55	13,55	1,13
14:00	1,20	12	14,40	14,40	1,20
15:00	1,27	12	15,26	15,26	1,27
16:00	1,27	12	15,29	15,29	1,27
17:00	1,28	12	15,34	15,34	1,28
18:00	1,24	12	14,93	14,93	1,24
19:00	1,19	12	14,30	14,30	1,19
20:00	1,10	12	13,23	13,23	1,10
21:00	0,99	12	11,94	11,94	0,99
22:00	0,96	12	11,50	11,50	0,96
23:00	0,89	12	10,65	10,65	0,89
0:00	0,82	12	9,80	9,80	0,82
1:00	0,75	12	8,95	8,95	0,75
2:00	0,71	12	8,51	8,51	0,71
3:00	0,71	12	8,49	8,49	0,71
4:00	0,71	12	8,46	8,46	0,71
5:00	0,70	12	8,44	8,44	0,70
6:00	0,70	12	8,42	8,42	0,70

Hora	Flujo masico del pto 7 m_7 [Kg/s]	X_6	X_7	Temperatura del pto 7 T_7 [°C]	Entalpía pto 7 h_7 [KJ/Kg]
7:00	7,72	0,5	0,55	65	147
8:00	8,49	0,51	0,56	68	153
9:00	9,07	0,525	0,57	73	165
10:00	9,67	0,535	0,58	77	179
11:00	10,45	0,54	0,59	82	192
12:00	11,25	0,555	0,61	89	211
13:00	12,42	0,565	0,62	94	228
14:00	13,20	0,575	0,63	98	240
15:00	13,99	0,58	0,63	100	245
16:00	14,02	0,585	0,64	104	255
17:00	14,06	0,59	0,64	105	260
18:00	13,69	0,6	0,65	108	265
19:00	13,11	0,6	0,65	108	265
20:00	12,13	0,59	0,64	105	260
21:00	10,94	0,585	0,64	104	255
22:00	10,54	0,58	0,63	100	245
23:00	9,76	0,575	0,63	98	240
0:00	8,99	0,565	0,62	94	228
1:00	8,21	0,555	0,61	89	211
2:00	7,80	0,54	0,59	82	192
3:00	7,78	0,535	0,58	77	179
4:00	7,76	0,525	0,57	73	165
5:00	7,74	0,51	0,56	68	153
6:00	7,72	0,5	0,55	65	147



Hora	Rendimiento del recuperador ϵ	Temperatura del pto 8 T_8 [°C]	X_8	Entalpía pto 8 h_8 [KJ/Kg]	Entalpía pto 6 h_6 [KJ/Kg]
7:00	0,7	41,9	0,55	98	109,92
8:00	0,7	43,5	0,56	102	113,75
9:00	0,7	46,4	0,57	111	121,50
10:00	0,7	49	0,58	120	134,08
11:00	0,7	51,9	0,59	132	140,00
12:00	0,7	55,4	0,61	149	151,83
13:00	0,7	58,3	0,62	160	167,33
14:00	0,7	60,9	0,63	171	174,25
15:00	0,7	62,9	0,63	176	181,25
16:00	0,7	64,8	0,64	182	187,92
17:00	0,7	65,8	0,64	188	191,00
18:00	0,7	67,4	0,65	191	197,83
19:00	0,7	67,4	0,65	191	197,83
20:00	0,7	65,8	0,64	188	191,00
21:00	0,7	64,8	0,64	182	187,92
22:00	0,7	62,9	0,63	176	181,25
23:00	0,7	60,9	0,63	171	174,25
0:00	0,7	58,3	0,62	160	167,33
1:00	0,7	55,4	0,61	149	151,83
2:00	0,7	51,9	0,59	132	140,00
3:00	0,7	49	0,58	120	134,08
4:00	0,7	46,4	0,57	111	121,50
5:00	0,7	43,5	0,56	102	113,75
6:00	0,7	41,9	0,55	98	109,92



Hora	Temperatura del pto 6 T_6 [°C]	Presión del pto 1 [KPa]	Temperatura del pto 1 T_1 [°C]	Entalpía pto 1 h_1 [KJ/Kg]	Flujo masico del pto 4 m_4 [Kg/s]
7:00	52	5	65	2622	0,70
8:00	54	5,5	68	2627	0,77
9:00	57	5,9	73	2637	0,82
10:00	60	6,5	77	2644	0,88
11:00	64	7	82	2654	0,95
12:00	68	8	89	2667	1,02
13:00	72	9	94	2676	1,13
14:00	76	9,9	98	2684	1,20
15:00	78	11	100	2688	1,27
16:00	80	11,9	104	2695	1,27
17:00	81	12,8	105	2697	1,28
18:00	83	13,3	108	2703	1,24
19:00	83	13,3	108	2703	1,19
20:00	81	12,8	105	2697	1,10
21:00	80	11,9	104	2695	0,99
22:00	78	11	100	2688	0,96
23:00	76	9,9	98	2684	0,89
0:00	72	9	94	2676	0,82
1:00	68	8	89	2667	0,75
2:00	64	7	82	2654	0,71
3:00	60	6,5	77	2644	0,71
4:00	57	5,9	73	2637	0,71
5:00	54	5,5	68	2627	0,70
6:00	52	5	65	2622	0,70



Hora	Flujo masico del pto 5 m ₅ [Kg/s]	Flujo masico del pto 8 m ₈ [Kg/s]	Calor del generador Q _{gen} [KW]	Calor del condensador Q _{cond} [KW]	Calor del absorvedor Q _{abs} [KW]	COP
7:00	8,42	7,72	2048,87	1742,95	1975,20	0,81
8:00	9,26	8,49	2273,39	1915,98	2188,48	0,81
9:00	9,90	9,07	2469,59	2051,39	2370,61	0,79
10:00	10,55	9,67	2640,76	2185,40	2529,12	0,79
11:00	11,40	10,45	2931,96	2365,71	2801,80	0,76
12:00	12,27	11,25	3236,98	2548,89	3083,62	0,74
13:00	13,55	12,42	3585,05	2814,08	3405,57	0,73
14:00	14,40	13,20	3880,12	2993,20	3679,70	0,72
15:00	15,26	13,99	4080,46	3168,46	3862,95	0,72
16:00	15,29	14,02	4135,68	3176,00	3908,83	0,71
17:00	15,34	14,06	4173,05	3177,40	3942,99	0,71
18:00	14,93	13,69	4036,86	3096,09	3805,40	0,71
19:00	14,30	13,11	3865,86	2964,94	3644,21	0,71
20:00	13,23	12,13	3600,35	2741,34	3401,86	0,71
21:00	11,94	10,94	3228,13	2479,05	3051,06	0,71
22:00	11,50	10,54	3073,71	2386,73	2909,87	0,72
23:00	10,65	9,76	2868,59	2212,89	2720,41	0,72
0:00	9,80	8,99	2594,32	2036,41	2464,44	0,73
1:00	8,95	8,21	2362,49	1860,29	2250,55	0,74
2:00	8,51	7,80	2189,28	1766,46	2092,09	0,76
3:00	8,49	7,78	2125,68	1759,14	2035,82	0,79
4:00	8,46	7,76	2111,45	1753,90	2026,82	0,79
5:00	8,44	7,74	2072,51	1746,68	1995,10	0,81
6:00	8,42	7,72	2048,87	1742,95	1975,20	0,81

8.7 Selección de máquinas

8.7.1 Equipos de calefacción

- Un intercambiador vapor /agua
 - Marca: Alfa-Laval
 - Modelo: M10-MFM
 - Potencia: 2.250.000 kcal/h \leftrightarrow 2616 kW
 - Presión de trabajo: 3 bar lado vapor 1,5 bar lado agua

- Siete climatizadores modelo PHC-480ME-E
 - Cinco unidades con las siguientes características
 - Potencia calorífica: 321.500kcal/h
 - Caudal: 55.700 m³/h
 - Presión disponible: 100 mm
 - Motor: 22 kW.
 - Una unidad con las siguientes características
 - Potencia calorífica: 370.000kcal/h
 - Caudal: 60.000 m³/h
 - Presión disponible: 100 mm
 - Motor: 24 kW
 - Una unidad con las siguientes características
 - Potencia calorífica: 356.000kcal/h
 - Caudal: 58.000 m³/h
 - Presión disponible: 100 mm
 - Motor: 22 kW

8.7.2 Equipo de refrigeración

- Dos máquinas de absorción
 - Una unidad con las siguientes características
 - Marca: Carrier
 - Modelo: 16TJ 11-42
 - Capacidad frigorífica nominal: 1758 KW
 - Una unidad con las siguientes características
 - Marca: Carrier
 - Modelo: 16TJ 11-41
 - Capacidad frigorífica nominal: 1582 KW



9 Conclusiones

Para concluir este documento, puedo destacar que el objetivo principal del proyecto se ha conseguido. Ya que he conseguido climatizar la nave de envasado, utilizando recursos energéticos de la fábrica, sin añadir consumo energético (ni eléctrico, ni térmico), si no utilizando el calor residual procedente de la producción de la fábrica y de esta forma hacer más eficiente energéticamente a la fábrica.

Cabe destacar también, que al no aumentar el consumo energético (ni eléctrico, ni térmico), reducimos considerablemente la contaminación de CO₂. Ya que al no necesitar energía eléctrica adicional, no hace falta producir esa energía y teniendo en cuenta que en España la energía creada a partir de combustibles fósiles es alta, contribuimos a la disminución de CO₂. Lo mismo nos ocurre con la energía térmica, que al aprovechar el calor residual del proceso, no tenemos que producir energía térmica y por lo tanto no tenemos un consumo adicional de combustible, disminuyendo las emisiones de CO₂.

Debido también a que no tenemos esos aumentos de consumo energético, económicamente hablando ahorramos, ya que no tenemos que pagar energía eléctrica adicional, ni combustible adicional.



10 Bibliografía

10.1 Libros, documentos y apuntes

Apuntes de la asignatura de Calor y Frío Industrial.

Documento Básico HE Ahorro de Energía.

Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE).

Guía Técnica: Instalaciones de climatización con equipos autónomos.

Guía Técnica: Condiciones climáticas exteriores de proyecto.

81614_PSD_05_2006.pdf (Documentación de Carrier)

81615_PSD_05_2006.pdf (Documentación de Carrier)

81631_PSD_11_2005.pdf (Documentación de Carrier)

10.2 Webs

http://es.wikipedia.org/wiki/Refrigeraci%C3%B3n_por_compresi%C3%B3n

Fecha de consulta el 12/2/2015.

http://www.unet.edu.ve/~fenomeno/F_DE_T-152.htm

Fecha de consulta el 12/3/2015.

<http://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/17271/1/refrigeracion.pdf>

Fecha de consulta el 17/3/2015.

http://es.wikipedia.org/wiki/Cargas_t%C3%A9rmicas_de_climatizaci%C3%B3n

Fecha de consulta el 29/3/2015.

http://es.wikipedia.org/wiki/Radiaci%C3%B3n_solar

Fecha de consulta el 29/3/2015.

http://es.wikipedia.org/wiki/Climatizaci%C3%B3n#cite_note-1

Fecha de consulta el 10/3/2015.

<https://termoaplicadaunefm.files.wordpress.com/2009/02/tema-2-ciclos-de-refrigeracion1.pdf>

Fecha de consulta el 10/3/2015.

<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5070/fichero/CAPITULO+3%252FCAP%2520CDTULO+3.0+MAQUINAS+DE+ABSORCION.pdf>

Fecha de consulta el 31/2/2015.



http://es.wikipedia.org/wiki/Refrigeraci%C3%B3n_por_absorci%C3%B3n

Fecha de consulta el 21/2/2015.

http://www.aemet.es/es/serviciosclimaticos/vigilancia_clima/analisis_estacional?w=1&l=3195&datos=temp

Fecha de consulta el 15/3/2015.

http://www.aemet.es/es/serviciosclimaticos/vigilancia_clima/analisis_estacional

Fecha de consulta el 15/3/2015.

<http://es.wikipedia.org/wiki/Calefacci%C3%B3n>

Fecha de consulta el 20/4/2015.

http://es.wikipedia.org/wiki/Efecto_Joule

Fecha de consulta el 20/4/2015.

http://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_de_calor

Fecha de consulta el 20/4/2015.

http://es.wikipedia.org/wiki/Calefacci%C3%B3n_por_agua_caliente

Fecha de consulta el 20/4/2015.

[http://es.wikipedia.org/wiki/Radiador_\(calefacci%C3%B3n\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Radiador_(calefacci%C3%B3n))

Fecha de consulta el 21/4/2015.

[http://es.wikipedia.org/wiki/Emisor_\(calefacci%C3%B3n\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Emisor_(calefacci%C3%B3n))

Fecha de consulta el 21/4/2015.

<http://es.wikipedia.org/wiki/Ventiloconvector>

Fecha de consulta el 21/4/2015.

http://es.wikipedia.org/wiki/Suelo_radiante_y_refrescante

Fecha de consulta el 21/4/2015.

[http://es.wikipedia.org/wiki/Caldera_\(calefacci%C3%B3n\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Caldera_(calefacci%C3%B3n))

Fecha de consulta el 21/4/2015.

<http://es.wikipedia.org/wiki/Refrigeraci%C3%B3n>

Fecha de consulta el 21/4/2015.

http://es.wikipedia.org/wiki/Sistema_frigor%C3%ADfico

Fecha de consulta el 21/4/2015.

http://es.wikipedia.org/wiki/Acondicionamiento_de_aire

Fecha de consulta 21/4/2015.

http://es.wikipedia.org/wiki/Sistemas_de_compresi%C3%B3n_m%C3%BAltiple

Fecha de consulta el 21/4/2015.

<http://www.empresaeiciente.com/es/catalogo-de-tecnologias/refrigeracion-mediante-el-ciclo-de-absorcion#ancla>

Fecha de consulta el 21/4/2015.



http://www.caib.es/conselleries/industria/dgener/user/portaenergia/pla_eficiencia_energetica/climatitzacio_2.es.html

Fecha de consulta el 21/4/2015.

<http://www.absorsistem.com/tecnologia/absorcion/funcionamiento-del-ciclo-de-absorcion-de-simple-efecto-con-bromuro-de-litio-y-agua>

Fecha de consulta el 21/4/2015.

<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4701/fichero/Memoria%252F2.+Estado+del+arte+de+las+maquinas+de+absorcion.pdf>

Fecha de consulta el 21/2/2015.

http://www.aemet.es/es/serviciosclimaticos/vigilancia_clima/analisis_estacional?k=mad

Fecha de consulta el 22/4/2015.

